Б.Н.Голубков
Т.М.Романова
В.А.Гусев

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ОТОПЛЕНИЯ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика»

МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1988

ББК 38.762
Г62
УДК 697(075.8)

Рецензенты: Белорусский политехнический институт и В. И. Шлыков

Голубков Б. Н. и др.

Г62 Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления: Учебное пособие для вузов/ Б. Н. Голубков, Т. М. Романова, В. А. Гусев. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 190 с.: ил.

ISBN 5-283-00037-0

Описаны схемы и аппараты установок кондиционирования воздуха и систем отопления, методы их расчета и проектирования. Приведены примеры расчетов, справочные данные, сведения об организации эксплуатации систем кондиционирования и отопления, а также об использовании ЭВМ при проектировании этих систем.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика». Книга может быть использована также инженерно-техническими работниками промышленных предприятий и проектных организаций.

Г $\frac{3206000000\text{-}012}{051(01)\text{-}88}$ 270-88

ББК 38.762

ISBN 5-283-00037-0

© Энергоатомиздат, 1988

ПРЕДИСЛОВИЕ

Рост и интенсификация производства в нашей стране неизменно сопровождаются дальнейшим улучшением условий труда и промышленной санитарии. Большую роль в создании необходимых условий и повышении производительности труда играют системы кондиционирования воздуха (СКВ), отопления и вентиляции цехов промышленных предприятий. Эффективность работы систем кондиционирования воздуха, отопления и вентиляции зависит от качества их проектирования, монтажа и наладки, а также от грамотной эксплуатации и регулирования систем и оборудования.

Настоящая книга является учебным пособием по дисциплине «Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления» для студентов специальности «Промышленная теплоэнергетика». В настоящее время подготовка инженеров по этой специальности проводится более чем в пятидесяти вузах страны.

Материал книги соответствует типовой учебной программе того же названия. При составлении учебного пособия учитывалось, что студенты знакомы с читаемой им ранее дисциплиной «Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция». В учебном пособии с учетом современного состояния теории изложены основы проектирования, наладки и эксплуатации систем отопления и кондиционирования воздуха в помещениях промышленных предприятий.

В первой части книги «Тепловой и влажностный режимы производственных помещений» излагаются методика выбора расчетных параметров воздуха и составления теплового и влажностного балансов отапливаемых производственных помещений с учетом ГОСТ и СНиП.

Во второй части книги «Проектирование установок кондиционирования воздуха и отопления» рассмотрены современные схемы СКВ и дана методика выбора и расчета оборудования для центральных кондиционеров конструкции КТЦ2. Приведены также возможные схемы использования теплоты вентиляционных выбросов и методика расчета теплообменников-утилизаторов, рассмотрены отопительные системы промышленных предприятий, приведена методика их гидравлического расчета и расчета нагревательных приборов.

В третьей части книги «Эксплуатация СКВ и центрального отопления» рассмотрены вопросы организации эксплуатации СКВ и отопления, испытания и наладки систем, поддержания стабильного режима работы оборудования.

Книга является пособием для студентов при проектировании и расчетах систем кондиционирования воздуха и отопления. Она может быть также полезна студентам при изучении вопросов эксплуатации отопительно-вентиляционных систем в период прохождения производственной практики.

Главы 1, 4—7, 9 написаны Б. Н. Голубковым, гл. 2, 3, 8, 10—18 и § 1.2, 14.4 — совместно В. А. Гусевым и Т. М. Романовой, § 7.7 и 7.8 — М. В. Головковым, § 14.1—14.3 — совместно М. В. Головковым, В. А. Гусевым и Т. М. Романовой.

Авторы выражают благодарность коллективу кафедры отопления и вентиляции Белорусского политехнического института и доценту этой кафедры А. Т. Сычеву, а также главному инженеру ГПИ-6 В. И. Шлыкову за ценные указания и советы при рецензировании рукописи.

Авторы выражают признательность доценту кафедры ПТКС МЭИ Б. Г. Борисову за труд по редактированию книги.

Замечания и предложения по книге авторы просят присылать по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

Часть первая

ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Глава первая

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА И САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВОЗДУШНОЙ СРЕДЕ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

1.1. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Расчетные параметры наружного воздуха выбираются в зависимости от вида и назначения системы кондиционирования воздуха и климатических условий местности.

Установки для кондиционирования воздуха по степени обеспечения заданного микроклимата в помещении согласно СНиП II-33—75* подразделяются на три группы с расчетными параметрами наружного воздуха: А, Б и В [37].

Установки с параметрами воздуха А обеспечивают заданный искусственный климат в пределах энтальпий наружного воздуха, определяемых средней температурой $t_{сл}$, влажностью наиболее жаркого месяца в 13 ч и расчетной зимней температурой для вентиляции и соответствующей ей влажностью воздуха. Установки применяются для помещений, где отклонение заданных параметров воздуха в течение определенного времени не вызывает существенного нарушения технологического режима.

Установки с параметрами воздуха Б обеспечивают искусственный климат в пределах значений энтальпии наружного воздуха, определяемых: а) расчетной температурой теплого периода года $t_н = 0{,}5(t_{сл} + t_м)$ и соответствующей ей влажностью $\varphi_н$, где $t_{сл}$ — средняя температура наиболее жаркого месяца в 13 ч; $t_м$ — максимальная температура, встречающаяся в данной местности; б) расчетной температурой холодного периода года для проектирования отопления и соответствующей ей влажностью.

Эти установки получили наибольшее распространение при проектировании систем кондиционирования воздуха (и, в частности, в общественных зданиях).

Установки с параметрами воздуха В обеспечивают искусственный климат от абсолютно максимального до абсолютно минимального значения температуры и энтальпии воздуха в данной местности, применяются для помещений, в которых требуется поддержание заданных параметров круглогодично и при наличии

обоснованных технологических требований, подтвержденных технико-экономическими расчетами.

В приложении 1 приведены расчетные параметры наружного воздуха для некоторых городов СССР. Расчетные температуры наружного воздуха для систем отопления следует принимать по параметрам Б для холодного периода года: $t_{н.в}$ и $\varphi_{х.м}$. Максимальное значение расчетной энтальпии $h^{А}_{н.макс}$ принимают таким образом, чтобы за год более высокое значение энтальпии в данной местности наблюдалось не более 400 ч.

В приложении 1 приведены расчетные параметры наружного воздуха для ряда городов.

1.2. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ УСЛОВИЯ В ОТАПЛИВАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Система отопления предназначена для поддержания в помещении в холодный период года заданных температурных условий. Температурные условия в помещениях определяются температурой воздуха в его рабочей зоне $t_в$ и температурой внутренних поверхностей ограждений помещения $\tau_в$. Их совместное влияние характеризуется результирующей температурой $t_{пом}$, °С, помещения

$$t_{пом}=0{,}5(t_в+t_R), \qquad (1.1)$$

где t_R — радиационная температура, °С, приближенно определяемая по формуле

$$t_R=\Sigma F_i\tau_{вi}/\Sigma F_i, \qquad (1.2)$$

где F_i — площади ограждений, обращенных в помещение, м^2; $\tau_{вi}$ — соответствующие температуры внутренних поверхностей, °С.

Расчетные параметры воздуха в рабочей зоне производственных помещений в соответствии с ГОСТ 12.1.005—76 [7] приведены в табл. 1.1, а в жилых и общественных зданиях—в табл. 1.3. Если в помещении имеются развитые холодные или нагретые поверхности, то значения температуры воздуха, приведенные в

Таблица 1.1. Оптимальные параметры воздуха в рабочей зоне производственных помещений [7]

Период года	Категория работы	Температура, °С	Максимальная скорость движения, м/с
Холодный и переходный	Легкая—I	20—23	0,2
	Средней тяжести—IIа	18—20	0,2
	То же—IIб	17—19	0,3
	Тяжелая—III	16—18	0,3
Теплый	Легкая—I	22—25	0,2
	Средней тяжести—IIа	21—23	0,3
	То же—IIб	20—22	0,4
	Тяжелая—III	18—21	0,5

Примечание. Относительная влажность воздуха, соответствующая минимальной и максимальной температурам, составляет 60—40 %.

табл. 1.1 и 1.3, соответствуют температуре помещения $t_{пом}$, а температура воздуха $t_в$ для этих помещений должна быть найдена из формулы первого условия комфортности [38]:

$$t_R = 1{,}57t_{пом} - 0{,}57t_в \pm 1{,}5. \quad (1.3)$$

Для остальных помещений в табл. 1.1 и 1.2 значение температуры соответствует температуре воздуха $t_в$, так как в них

$$t_в = t_{пом} = t_R. \quad (1.4)$$

1.3. ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА В ОБСЛУЖИВАЕМОЙ ЗОНЕ ПОМЕЩЕНИЙ

Системы кондиционирования воздуха подразделяются на комфортные и технологические. Системы кондиционирования воздуха, предназначенные для создания воздушной среды, наиболее благоприятной для труда и отдыха человека, носят название комфортных.

Санитарно-гигиенические требования к комфортному кондиционированию заключаются в поддержании заданных температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, разности воздуха в помещении и приточного, уровня шума в помещениях, создаваемого работой оборудования СКВ.

Следует иметь в виду, что условия тепло- и влагообмена человека зависят также от ряда факторов, учет которых весьма затруднителен. Сюда относятся: климатические условия местности, конституция и состояние здоровья человека, его одежда, продолжительность пребывания в помещении, изменение параметров воздуха в помещении (амплитуда и периоды колебаний) и др. Поэтому выбор параметров воздуха внутри помещения опирается на систему норм и правил.

Технологические системы кондиционирования обеспечивают создание воздушной среды, благоприятствующей успешному протеканию технологического процесса. Нормальное ведение последнего невозможно без поддержания требуемых температуры, влажности, чистоты и скорости движения воздуха в таких отраслях промышленности, как текстильная, химическая, точное машиностроение, электронная, оптическое производство, вычислительные центры ЭВМ и др. Так, при изготовлении прецизионных измерительных приборов в машиностроении требуется поддержание постоянной температуры воздуха с точностью до десятых и даже сотых долей градуса Цельсия.

В производственных помещениях, где люди находятся длительное время, технологическое кондиционирование воздуха осуществляется с учетом санитарно-гигиенических требований.

В системах кондиционирования воздуха технологического назначения параметры воздуха внутри помещения выбираются из условий обеспечения нормального протекания производственных процессов или хранения готовой продукции и сырья. Эти параметры обычно задаются технологами. Оптимальные параметры воздуха рабочей зоны в производственных помещениях установлены ГОСТ 12.1.005—76 с учетом избытков явной теплоты[1], периодов года и категории работы [7] (табл. 1.1).

[1] Явной называют теплоту, воздействующую на изменение температуры воздуха в помещении. Избытки явной теплоты менее 23 Вт/м^3 считаются незначительными, а более 23 Вт/м^3 — значительными.

Таблица 1.2. **Нормы температуры $t_д$ и скоростей движения $v_д$ воздуха при**

Период года	Категория работы	Тепловое			
		350—700		700—1400	
		$t_д$, °С	$v_д$, м/с	$t_д$, °С	$v_д$, м/с
Теплый (температура наружного воздуха +10 °С и выше)	Легкая	22—24	0,5—1,0	21—23	0,7—1,5
	Средней тяжести	21—23	0,7—1,5	20—22	1,5—2,0
	Тяжелая	20—22	1,0—2,0	19—21	1,5—2,5
Холодный и переходный (температура наружного воздуха ниже +10 °С)	Легкая	22—23	0,5—0,7	21—22	0,5—1,0
	Средней тяжести	21—22	0,7—1,0	20—21	1,0—1,5
	Тяжелая	20—21	1,0—1,5	19—20	1,5—2,0

Примечания: 1. Интенсивность теплового излучения, указанная в таблице, опреде
2. Направление воздушной струи при воздушном душировании рекомендуется преду
3. При проектировании воздушного душирования должны быть предусмотрены меры, чие места.

При воздействии на работающего теплового облучения интенсивностью 350 Вт/м² и более на местах постоянного пребывания работающих применяют воздушное душирование.

Нормы температуры и скоростей движения воздуха на постоянных рабочих местах при воздушном душировании приведены в табл. 1.2.

Расчетные параметры воздуха в кондиционируемых помещениях жилых, общественных и вспомогательных зданиях промышленных предприятий принимаются в соответствии со СНиП II-33—75* (табл. 1.3).

Таблица 1.3. **Оптимальные и допустимые нормы метеорологических условий в обслуживаемой зоне помещений жилых и общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий [41]**

Нормы метеорологических условий	Период года					
	холодный и переходный ($t_н$<10 °С)			теплый ($t_н$≥10 °С)		
	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Оптимальные	20—22	45—30	0,10—0,15	20—25	60—30	Не более 0,25
Допустимые	18—22	65	0,30	Не более чем на 3 °С выше расчетной $t_н$ (расчетные параметры А)	65	0,50

Примечание. Оптимальные метеорологические условия установлены для одетых людей при пребывании их в помещениях более 2 ч.

воздушном душировании [34]

излучение, Вт/м²					
1400—2100		2100—2800		2800 и более	
$t_д$, °С	$v_д$, м/с	$t_д$, °С	$v_д$, м/с	$t_д$, °С	$v_д$, м/с
20—22	1,0—2,0	19—22	2,0—3,0	19—20	2,5—3,5
19—21	1,5—2,5	18—21	2,0—3,5	18—19	3,0—3,5
18—20	2,0—3,0	18—19	3,0—3,5	18—19	3,0—3,5
20—21	1,0—1,5	19—22	1,5—2,0	19—22	1,5—2,0
19—20	1,5—2,0	19—21	2,0—2,5	19—21	2,0—2,5
18—19	2,0—2,5	18—19	2,5—3,0	18—19	2,5—3,0

ляется как средняя в течение 1 ч.
сматривать, как правило, на облучаемую поверхность тела.
предотвращающие сдувание производственных вредностей на близко расположенные рабо-

1.4. НОРМЫ ЗАПЫЛЕННОСТИ И ЗАГАЗОВАННОСТИ ВОЗДУХА

Выделения вредных веществ (паров, газов и пыли) в воздух производственных помещений могут вызвать у человека острые отравления или профессиональные заболевания. По степени воздействия на организм человека вредные вещества подразделяются на четыре класса: 1) чрезвычайно опасные; 2) высоко опасные; 3) умеренно опасные; 4) мало опасные.

Системы вентиляции и кондиционирования должны обеспечивать снижение содержания вредных веществ в воздухе рабочей зоны ниже предельно допустимой концентрации (ПДК). ПДК устанавливаются ГОСТ 12.1.005—76 и обеспечивает отсутствие прямого или косвенного влияния вредного вещества на человека, животных или растительность.

Нормируется также содержание вредных веществ в атмосфере площадок промышленных предприятий, поскольку свежий воздух снаружи поступает в производственные помещения [34]. Согласно нормам в воздухе, поступающем в кондиционер, концентрация вредных веществ не должна превышать 30% ПДК для рабочей зоны.

Запыленный воздух, удаляемый местными отсосами, перед выбросом его в атмосферу должен очищаться в пылеуловителях и фильтрах, если концентрация в нем пыли выше концентрации K, мг/м³, определяемой из выражений:

для $L > 15$ тыс. м³/ч

$$K_1 = 100\ A; \tag{1.5}$$

для $L \leqslant 15$ тыс. м³/ч

$$K_2 = (160 - 4L)\ A, \tag{1.6}$$

где L — объем удаляемого воздуха, тыс. м³/ч; A — коэффициент, зависящий от предельно допустимой концентрации пыли в воздухе рабочей зоны помещения $k_{пред}$, мг/м³.

Значения коэффициента A в формулах (1.5) и (1.6) приведены ниже:

$K_{пред}$	A	$K_{пред}$	A
2 и менее	0,3	4—6	0,8
2—4	0,6	6 и более	1,0

Рециркуляционный воздух пыльных цехов (и приточный воздух, если его запыленность выше допустимой) необходимо очищать в воздушных фильтрах.

Глава вторая

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ И ВЛАЖНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

2.1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Создание микроклимата в закрытых помещениях в значительной степени зависит от того, насколько эффективно ограждающие конструкции защищают помещение от воздействия наружных условий. Совокупность различных факторов, определяющих тепловую обстановку в помещении, называется тепловым режимом помещения. Основными факторами, определяющими тепловой режим, являются: теплопотери через наружные ограждения, тепловыделения в помещении от оборудования и материалов, процессы циркуляции холодных и теплых потоков воздуха в помещении, связанные с наличием холодных и нагретых поверхностей. Тепловая обстановка зависит от времени года, колебания климатических условий, инфильтрации наружного воздуха через наружные ограждения.

Расчет теплового режима является одним из основных этапов проектирования систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Одной из важных частей этого расчета является расчет и определение защитных свойств ограждающих конструкций.

2.2. ТЕПЛОВАЯ ЗАЩИТА НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

Тепловые условия в помещении выполняются при допустимом колебании температуры на внутренней поверхности наружных ограждений $\tau_в$. Поэтому наружные ограждения должны обладать определенными теплозащитными свойствами от воздействия наружных условий. Тепловой поток через наружные ограждения, Вт/м^2,

$$q = \frac{1}{R_o}(t_в - t_н)\, n = \frac{1}{R_в}(t_в - \tau_в), \qquad (2.1)$$

где R_o — термическое сопротивление наружного ограждения, м^2·К/Вт; $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С; $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С; $R_в$ — термиче-

ское сопротивление на внутренней поверхности ограждения, м²×К/Вт; n — коэффициент, учитывающий положение наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху, значение которого приводится ниже:

Ограждающая конструкция	n
Наружные стены и покрытия, чердачные перекрытия (с кровлей из штучных материалов)	1,00
То же с кровлей из рулонных материалов	0,90
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами	0,75
То же без окон	0,60

Расчетная температура наружного воздуха при расчете сопротивлений теплопередаче принимается с учетом тепловой инерции ограждающих конструкций здания в соответствии со СНиП II-3—79* [42] и СНиП 2.01.01—82 [43]. Значения $t_н$ принимаются следующими:

Тепловая инерция ограждения	
$D \leqslant 1{,}5$ (безынерционное)	Абсолютная минимальная температура $t_{н.м}$
$D > 1{,}5$ до 4 (малая инерционность)	Средняя температура наиболее холодных суток $t_{н1}$
$D > 4$ до 7 (средняя инерционность)	Средняя температура наиболее холодных трех суток $t_{н3} = \frac{t_{н1} + t_{н5}}{2}$
$D > 7$ (большая инерционность)	Средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_{н5}$

Тепловой поток через многослойное ограждение и температура на внутренней поверхности ограждения при расчетных значениях $t_в$ и $t_н$ определяются термическим сопротивлением, м²·К/Вт,

$$R_o = \frac{1}{\alpha_в} + \sum_1^m R_i + \frac{1}{\alpha_н}, \qquad (2.2)$$

где $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности ограждения, в соответствии со СНиП II-3—79* $\alpha_в = 8{,}7$ Вт/(м²·К) для стен и 7,6 Вт/(м²·К) для потолка; $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности ограждения, Вт/(м²·К), для зимних условий $\alpha_н$ принимается для стен 23, для перекрытий чердачных 12, для перекрытий над неотапливаемыми подвалами без световых проемов 6; R_i — термическое сопротивление i-го слоя ограждения, м²·К/Вт; m — число слоев ограждения.

При определении R_0 необходимо учитывать технико-экономические показатели. Оптимальное термическое сопротивление ограждения данной конструкции $R_{о.эк}$ устанавливается по минимуму приведенных затрат для ряда рассматриваемых конструкций ограждения (см. § 14.4). Значение $R_{о.эк}$, выбранное из технико-эко-

номических расчетов, должно быть не меньше минимального значения $R_{о.тр}$, необходимого для соблюдения санитарно-гигиенических условий, т. е. должно выполняться условие

$$R_о \geqslant R_{о.тр}. \tag{2.3}$$

По санитарно-гигиеническим требованиям необходимо, чтобы температура внутренней поверхности ограждения $\tau_в$, а также разность температур $\Delta t_{н.т.п} = t_в - \tau_в$ имели определенные значения. Значение $\Delta t_{н.т.п}$ — нормативного температурного перепада — устанавливается СНиП II-3—79* и равно: для наружных стен жилых и общественных зданий 6—7, наружных стен производственных зданий 8—12, для перекрытий 4—5,5 и 7—12, для перекрытия над проездами и подвалами 2,5 °С. Для помещений с влажным режимом $\Delta t_{н.т.п}$ устанавливается в зависимости от температуры точки росы $t_р$, определяемой при расчетных температурах и влажности воздуха в помещении; $\Delta t_{н.т.п}$ принимается равным $(0{,}8 \div 1{,}0)(t_в - t_р)$ в зависимости от типа помещения.

Для выполнения санитарно-гигиенических требований $R_{о.тр}$, м²·К/Вт, определяется из (2.6), полученного после совместного решения (2.4) и (2.5):

$$q = \frac{1}{R_{о.тр}}(t_в - t_н)\, n = \frac{1}{R_в}(t_в - \tau_в), \tag{2.4}$$

или

$$q = \alpha_в \Delta t^{н.т.п}, \tag{2.5}$$

$$R_{о.тр} = \frac{t_в - t_н}{\Delta t^{н.т.п}\alpha_в}\, n. \tag{2.6}$$

Окончательно расчетное термическое сопротивление устанавливается исходя из следующих положений:

если $R_{о.эк} > R_{о.тр}$, то

$$R_о = R_{о.эк}; \tag{2.7}$$

если $R_{о.эк} < R_{о.тр}$, то

$$R_о = R_{о.тр}. \tag{2.8}$$

При расчете теплового режима и защитных свойств ограждений необходимо производить расчет на предотвращение конденсации влаги на внутренней поверхности ограждений. Особенно это касается перекрытий зданий, где температура и влажность воздуха выше, чем в рабочей зоне. Это положение учитывается при оценке значения $\Delta t_{н.т.п}$ производственных зданий с влажным режимом. Температура на внутренней поверхности ограждения $\tau_в$ определяется из уравнения теплового потока

$$\tau_в = t_в - \frac{t_в - t_н}{R_о \alpha_в}. \tag{2.9}$$

Для большинства промышленных предприятий конденсация влаги не допускается. Температура $\tau_в$ должна быть на 0,5—1,0 °С выше температуры точки росы воздуха, удаляемого общеобмен-

ной вентиляцией. В цехах с большими влаговыделениями для предотвращения конденсации влаги на перекрытии проектируется продувка верхней зоны помещения горячим воздухом.

Методы расчета сложных ограждающих конструкций аналогичны вышеприведенному с учетом поправок на конструкцию ограждения.

При изменении наружной температуры и тепловыделений внутри помещения изменяются температуры по толщине ограждения, на наружной и внутренней поверхностях ограждений, а следовательно, и температура внутреннего воздуха помещения. Способность ограждения поддерживать относительно постоянную температуру $\tau_в$ на внутренней поверхности ограждения при изменении тепловых воздействий называется теплоустойчивостью ограждения.

Наружные тепловые воздействия характеризуются амплитудой колебаний температуры наружного воздуха. Принято считать суточные колебания температуры синусоидальными. Теплоустойчивость ограждения характеризует его способность производить затухание колебаний, что ведет к уменьшению амплитуды колебаний температуры $A_{тв}$ на внутренней поверхности ограждения до допустимого значения $A'_{тв}$.

В теплый период года теплозащитные свойства ограждений определяются теплоустойчивостью ограждения [5, 42]. Теплоустойчивость проверяется для районов со среднемесячной температурой июля $t_н^{VII} \geqslant 21$ °С для промышленных зданий, в которых поддерживаются оптимальные параметры воздуха в рабочей зоне, а также для жилых, лечебных и детских учреждений. Амплитуда колебания $A_{тв}$ проверяется для ограждений при тепловой инерции стен $D_{ст} < 4$ и покрытий $D_{пок} < 5$. Значение амплитуды $A'_{тв}$ определяется по формуле

$$A'_{тв} = 2{,}5 - 0{,}1\,(t_н^{VII} - 21), \tag{2.10}$$

где $t_н^{VII}$ — среднемесячная температура наружного воздуха за июль, °С [43].

Таким образом, должно выполняться условие

$$A_{тв} \leqslant A'_{тв}. \tag{2.11}$$

Амплитуда $A_{тв}$ зависит от амплитуды колебания температуры наружного воздуха $A''_{t_н}$ и конструкции ограждения, в котором происходит затухание колебаний температуры. Амплитуда $A_{тв}$ определяется по формуле

$$A_{тв} = A''_{t_н}/\nu, \tag{2.12}$$

где ν — затухание расчетной амплитуды $A''_{t_н}$ в данном ограждении.

Расчетные формулы для $A''_{t_н}$ и ν определены СНиП II-3—79* [42]. Их величины зависят от свойства ограждения, тепловой

инерции ограждения и коэффициентов теплоусвоения материалов слоев ограждения.

В случае невыполнения требования (2.11) необходимо изменить конструкцию ограждения, применяя другие материалы слоев ограждения (с другими коэффициентами теплопроводности и теплоусвоения), и толщины слоев. Кроме того, для уменьшения амплитуды суточных колебаний температуры наружного воздуха $A''_{t_н}$ необходимо уменьшать влияние солнечной радиации применением солнцезащитных устройств.

2.3. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХО- И ПАРОПРОНИЦАНИЮ ОГРАЖДЕНИЙ

На тепловое состояние ограждения влияет воздухо- и влагопроницаемость строительных материалов. Так, при проникновении влаги в ограждение изменяются теплофизические свойства материала, а следовательно, и тепловой поток через ограждение. Воздухопроницаемость ограждений вызывает инфильтрацию и эксфильтрацию воздуха в помещение, вследствие чего могут быть значительные дополнительные потери теплоты.

Ограждения должны обладать допустимой степенью воздухо- и паропроницаемости, при которых не происходит, однако, переохлаждения или переувлажнения ограждений помещения. Поэтому необходимо при проектировании производить проверку ограждений на воздухо- и паропроницаемость.

Сопротивление воздухопроницанию многослойного ограждения определяется по формуле

$$R_и = \sum_1^m R_{иi}, \tag{2.13}$$

где i — номер слоя ограждения; m — число слоев; $R_{иi}$ — сопротивление воздухопроницанию i-го слоя.

Сопротивление воздухопроницанию ограждений (за исключением световых проемов) $R_и$ должно быть не менее допустимого (требуемого) сопротивления, м²·ч·Па/кг

$$R_и' = \Delta p / g^н, \tag{2.14}$$

где Δp — разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях ограждения, Па; $g^н$ — нормативная воздухопроницаемость ограждения, приведена ниже:

Ограждающие конструкции	$g^н$
Наружные стены, перекрытия и покрытия жилых, общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий	0,5
То же производственных зданий	1,6
Входные двери	1,5
Окна и балконные двери; двери и ворота производственных зданий	16,0

Разность давлений, Па, в ограждении

$$\Delta p = 0{,}55 g H_{зд} (\rho_н - \rho_в) + 0{,}3 \rho_н v^2, \tag{2.15}$$

Таблица 2.1. **Значения $R'_{и.о}$ для производственных зданий**

Производственные здания	$R'_{и.о}$, м²·ч·Па$^{2/3}$/кг		
	окон	фонарей	светоаэрационных П-образных фонарей (в закрытом положении)
Со значительными избытками явной теплоты (более 23 Вт/м³)	0,5	—	0,055
С незначительными избытками явной теплоты (23 Вт/м³ и менее)	1,15	1,6	0,11
С кондиционированием воздуха	1,6	1,6	—

где $g=9{,}81$ м/с²; $H_{зд}$ — высота здания, м; $\rho_н$, $\rho_в$ — плотности наружного и внутреннего воздуха, кг/м³; v — максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь, повторяемость которых составляет 16% и более, для типовых проектов рекомендуется $v=5$ м/с.

Требуемое сопротивление воздухопроницанию световых проемов (окон, фонарей) производственных зданий $R'_{и.о}$ принимается по табл. 2.1.

Сопротивление воздухопроницанию, м²·ч·Па$^{2/3}$/кг, окон и балконных дверей жилых и общественных зданий определяется по формуле

$$R'_{и.о} = (\Delta p)^{2/3}/g^{н}. \qquad (2.16)$$

Сопротивление паропроницанию (влагопроницанию) $R_п$ должно быть не больше максимальной из величин $R'_{п1}$ и $R'_{п2}$, причем $R'_{п1}$ — требуемое сопротивление паропроницанию из условий накопления влаги в ограждении за год, м²·ч·Па/кг; $R'_{п2}$ — то же из условий накопления влаги за период с отрицательными среднемесячными температурами наружного воздуха. Расчетные формулы для определения $R'_{п1}$ и $R'_{п2}$ устанавливаются СНиП II-3—79*.

При выборе величин, входящих в формулы для определения защитных свойств и сопротивлений воздухо- и влагопроницанию ограждающих конструкций, необходимо учитывать режим помещения и условия эксплуатации ограждающих конструкций (табл. 2.2, 2.3). Практически при расчете защитных свойств ограждений поступают следующим образом.

Для зданий с нормальным температурно-влажностным режимом в помещении для стандартных конструкций ограждений принимается термическое сопротивление $R_о$ по справочной литературе [36] с проверкой конструкции на воздухопроницаемость. Возможна обратная задача: по (2.4), (2.6)—(2.8) определяется $R_о$, а по $R_о$ выбирается конструкция ограждения.

Для зданий с влажным и мокрым режимами помещений строительные конструкции выбираются после расчета $R_о$ с проверкой

Таблица 2.2. **Влажностный режим помещений [42]**

Влажностный режим	Влажность внутреннего воздуха, %, при температуре внутреннего воздуха		
	до 12 °С	свыше 12 до 24 °С	24 °С
Сухой	До 60	До 50	До 40
Нормальный	Более 60 до 75	Более 50 до 75	Более 40 до 50
Влажный	Более 75	Более 60 до 75	Более 50 до 60
Мокрый	—	Более 75	Более 60

Таблица 2.3. Условия эксплуатации ограждающих конструкций в зависимости от влажностного режима и зон влажности

Влажностный режим	Условия эксплуатации А и Б в географических зонах влажности [42]		
	Сухой	Нормальный	Влажный
Сухой	А	А	Б
Нормальный	А	Б	Б
Влажный и мокрый	Б	Б	Б

на паропроницаемость. Некоторые данные о термических сопротивлениях приведены в приложении 2.

Пример 2.1. Определить термическое сопротивление наружной стены кирпичного здания, расположенного в районе г. Москвы. Толщина штукатурки $\delta_ш = 0{,}02$ м. Температура внутреннего воздуха $t_в = 18$ °С, относительная влажность $\varphi_в = 65$ %. Для стен коэффициент $n = 1$, нормативный температурный перепад $\Delta t^{н.т.п} = 7$ °С (здание с нормальным режимом работы). Расчетная температура наружного воздуха $t_н = -25$ °С.

Решение. Находим по справочникам [36, 38, 42]: теплопроводность кирпича $\lambda_к = 0{,}7$ Вт/(м·К), коэффициент теплоусвоения кирпича $s_к = 10{,}9$ Вт/(м²·К), теплопроводность штукатурки $\lambda_ш = 0{,}58$ Вт/(м·К), коэффициент теплоусвоения штукатурки $s_ш = 11{,}09$ Вт/(м²·К).

По (2.6) определяем

$$R_{о.тр} = \frac{t_в - t_н}{\Delta t^{н.т.п} \alpha_в} n = \frac{18 + 25}{7 \cdot 8{,}7} = 0{,}706 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}.$$

Общее термическое сопротивление ограждения по (2.2)

$$R_о' = \frac{1}{\alpha_в} + R_к + R_ш + \frac{1}{\alpha_н},$$

где $R_к$ и $R_ш$ — термические сопротивления кладки и штукатурки. Тогда сопротивление кладки

$$R_к = R_о' - \left(\frac{1}{\alpha_в} + R_ш + \frac{1}{\alpha_н}\right) = 0{,}706 -$$

$$- \left(\frac{1}{8{,}7} + \frac{0{,}02}{0{,}58} + \frac{1}{23}\right) = 0.706 - 0{,}192 = 0{,}514 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}.$$

Находим тепловую инерцию стены

$$D=\Sigma Rs=0{,}518\cdot 11{,}9+0{,}514\cdot 10{,}9=5{,}98.$$

Стена имеет среднюю инерционность ($D=4\div 7$). По [42, табл. 5] расчетная температура наружного воздуха для расчета термического сопротивления равна средней температуре наиболее холодных трех суток $t_{н3}=0{,}5(t_{н1}+t_{н5})$ (с округлением до целого градуса), где $t_{н1}=-32$ °С — средняя температура наиболее холодных суток; $t_{н5}=-25$ °С — средняя температура наиболее холодной пятидневки по [43].

Тогда $t_{н3}=(-32-25)/2=-28{,}5$ °С; $t_{н3}\approx -29$ °С.

Уточняем значения $R_{о.тр}$ и $R_к$:

$$R_{о.тр}=\frac{18+29}{7\cdot 8{,}7}=0{,}772 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт};$$

$$R_к=0{,}772-0{,}192=0{,}58 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}.$$

Толщина кладки $\delta_к=R_к\lambda_к=0{,}58\cdot 0{,}7=0{,}406$ м. Принимаем толщину стенки в два кирпича, $\delta_к=510$ мм.

Расчетное значение коэффициента термического сопротивления

$$R_о=\frac{1}{8{,}7}+\frac{0{,}02}{0{,}58}+\frac{0{,}51}{0{,}7}+\frac{1}{20}=0{,}929 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт},$$

что удовлетворяет требованию.

Пример 2.2. Для условий примера 2.1 проверить возможность конденсации водяного пара на ограждении.

Решение. Температура на внутренней поверхности стены по (2.9)

$$\tau_в=t_в-\frac{t_в-t_н}{R_0\alpha_в}=18-\frac{18+25}{0{,}929\cdot 8{,}7}=12{,}7 \text{ °С}.$$

При $t_в=18$ °С и $\varphi_в=65$ % температура точки росы $t_р=10{,}9$ °С.

Так как $t_р<\tau_в$ на 12,7—10,9=1,8 °С, то конденсации влаги из воздуха на внутренней поверхности стены не будет.

Глава третья

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

3.1. ТЕПЛОПОТЕРИ ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Основные потери теплоты через ограждения, Вт, определяются по формуле

$$Q_{о.п}=\sum\frac{F_i}{R_{оi}}(t_в-t_н)n_i, \qquad (3.1)$$

где F_i — площадь i-го ограждения, м²; $R_{оi}$ — полное термическое сопротивление i-го ограждения, определяемое по (2.2), (2.3), (2.6)—(2.8), м²·К/Вт; $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С; $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С;

n_i — коэффициент, зависящий от положения поверхности i-го ограждения к наружному воздуху.

Для определения теплопотерь через ограждения расчетная температура наружного воздуха принимается по СНиП II-33—75* для параметров Б холодного периода года равной средней температуре наиболее холодной пятидневки.

Расчетная температура внутреннего воздуха $t_в$ принимается равной температуре в рабочей или обслуживаемой зоне на высоте до 4 м. При большей высоте помещений необходимо учитывать изменение температуры по высоте и принимать ее: на высоте до 4 м от пола равной температуре в рабочей зоне; на высоте более 4 м — средней температуре воздуха в рабочей и верхней зонах.

Для расчета теплопотерь покрытий и фонарей принимать температуру воздуха под перекрытием.

Температура воздуха, °С, в верхней зоне приближенно определяется по формуле

$$t_{верх}=t_в+\kappa_1(H_п-2), \tag{3.2}$$

где $t_в$ — температура воздуха в рабочей зоне, °С; κ_1 — опытный коэффициент нарастания температур по высоте ($\kappa_1=0{,}2\div 1{,}5$ °С/м); $H_п$ — высота помещения, м.

В производственных помещениях при удалении воздуха из верхней зоны $t_{верх}$ можно принять равной температуре уходящего воздуха $t_{ух}$. Для помещений, в которых циркуляция воздуха определяется взаимодействием приточных и конвективных струй, $t_{ух}$, °С, находится по формуле [31]:

$$t_{ух}=t_п+\kappa_t(t_в-t_п), \tag{3.3}$$

где κ_t — коэффициент воздухообмена; $t_п$ — температура приточного воздуха, °С.

Коэффициент воздухообмена κ_t зависит от теплоизбытков, характеристики теплоисточников, способа подачи воздуха и взаимодействия приточных и конвективных струй. Для различных производств κ_t равно: для кузнечных 2,0; для сушильных 1,8; для компрессорных 1,4; для производства пластмасс 1,3. Подробные сведения о κ_t и методике его расчета приведены в [31].

Для помещений с использованием аэрации $t_{ух}$, °С, определяется по формуле

$$t_{ух}=\frac{t_в-(1-m)t_п}{m}. \tag{3.4}$$

где m — температурный коэффициент:

$$m=(t_в-t_п)/(t_{ух}-t_п). \tag{3.5}$$

Коэффициент $m=0{,}3\div 0{,}8$ принимается по нормативным и экспериментальным данным. Методика расчета коэффициента m изложена в [39].

3.2. ДОБАВОЧНЫЕ ТЕПЛОПОТЕРИ

К основным потерям теплоты через ограждения необходимо делать добавки на ориентацию ограждений на страны света, наличие двух и более наружных стен, высоту помещений, наружные двери и инфильтрацию холодного воздуха через неплотности. В соответствии со СНиП II-33-75* добавки учитываются в долях основных теплопотерь, так что общие теплопотери, Вт, через ограждение определяются по формуле

$$Q'_{т.п} = Q_{о.п}(1 + \eta), \tag{3.6}$$

где η — суммарный коэффициент добавочных потерь.

Добавочные потери на инфильтрацию. Их необходимо учитывать из-за затрат теплоты на нагрев холодного наружного воздуха, поступающего в помещение вследствие действия теплового и ветрового давлений и вследствие дебаланса нормируемых количеств приточного и вытяжного воздуха. Значение $Q_{инф}$, Вт, определяется по формуле

$$Q_{инф} = \frac{c_в(A_о G_о F_о + \Sigma A_к GF)(t_в - t_н)10^3}{3600} = 0{,}28\,(A_о G_о F_о + \Sigma A_к GF)(t_в - t_н), \tag{3.7}$$

где $c_в$ — теплоемкость воздуха ($c_в \approx 1{,}0$ кДж/(кг·К); $A_о$, $A_к$ — коэффициенты, учитывающие влияние встречного теплового потока: для окон и балконных дверей с раздельными переплетами $A_о = 0{,}8$, со спаренными $A_о = 1$, для других ограждений $A_к = 0{,}6$; $F_о$ — расчетная площадь окон и балконных дверей, м²; F — расчетная площадь других ограждений, м²; $G_о$ — количество воздуха, поступающего в помещение путем инфильтрации через окна, и G — то же через двери и другие ограждения, кг/(м²·ч), определяемые по формулам:

$$G_о = \Delta p^{2/3}/R_{ио}; \tag{3.8}$$

$$G = \Delta p/R_и, \tag{3.9}$$

где Δp — разность давлений на наружной и внутренней поверхностях ограждений, Па,

$$\Delta p = g[(H_{зд} - h)(\rho_н - \rho_в) + 0{,}05\rho_н v^2 \times (c_н - c_з)k] + (p_в \pm p_д), \tag{3.10}$$

где $R_и$, $R_{ио}$ — сопротивление воздухопроницанию ограждающих конструкций, м²·ч·Па/кг, и световых проемов, м²·ч·Па$^{2/3}$/кг; $H_{зд}$ — высота здания от поверхности земли до верха карниза, шахты или центра фонаря, м; h — высота от поверхности земли до центра данного ограждения, м; $\rho_н$, $\rho_в$ — плотности наружного и внутреннего воздуха, кг/м³; v — наибольшая скорость ветра в январе по румбам северного направления (С, СВ и СЗ), м/с; $c_н$, $c_з$ — аэродинамические коэффициенты здания для наветренной и

заветренной стороны; k — коэффициент, учитывающий изменение скоростного давления в зависимости от высоты здания и типа местности [41]; $p_в$ — давление воздуха в помещении, оборудованном системами механической вентиляции, Па; $p_д$ — давление воздуха (плюс — подпор, минус — разрежение), определяемое на основе расчета дебаланса количества приточного и вытяжного воздуха при системах механической вентиляции, Па. Давление воздуха $p_д$ со знаком плюс учитывается только при постоянно действующем подпоре. Для зданий с естественной вентиляцией $p_в = p_д$.

В жилых и общественных зданиях с естественной вентиляцией необходимо учитывать потери давления в вентиляционной системе, Па,

$$p_в = g(H_{зд} - h)(\rho_н - \rho_в), \qquad (3.11)$$

где $\rho_н$ — плотность воздуха при $t_н = 5\,°C$.

В производственных зданиях при отсутствии данных для расчета допускается принимать добавочные потери на инфильтрацию $Q''_{инф}$ равными 30% основных потерь, но не менее количества теплоты для нагрева воздуха, поступающего в результате дебаланса приточного и вытяжного воздуха, т. е. $Q'_{инф}$, Вт, равной

$$Q'_{инф} = 0{,}28\Delta G(t_в - t_н), \qquad (3.12)$$

где ΔG — дебаланс, кг/ч.

В жилых зданиях следует учитывать потери теплоты, Вт, связанные с естественной вытяжкой

$$Q_в = l_{норм} F_{пл} \rho_в c_в (t_в - t_{нА})/3600, \qquad (3.13)$$

где $l_{норм} = 3$ м^3/(м^2·ч) — нормативный воздухообмен; $F_{пл}$ — площадь пола помещения, м^2; $\rho_в = 1{,}2$ кг/м^3 — плотность воздуха; $c_в = 1000$ Дж/(кг·К) — теплоемкость воздуха; $t_{нА}$ — расчетная температура наружного воздуха по параметрам А для холодного периода года.

Подставив значения величин в формулу (3.13), получим:

$$Q_в = (t_в - t_{нА}) F_{пл}. \qquad (3.13а)$$

Другие теплопотери в помещениях. Кроме потерь через ограждения, могут быть потери на нагрев различных транспортных средств, поступающих в помещение, на нагрев сырья и материалов, определяемых по формуле, Вт,

$$Q_{пот} = G c_м (t_{кон} - t_{нач}) \cdot 10^3, \qquad (3.14)$$

где G — масса транспортных средств или материалов, кг/с; $c_м$ — теплоемкость нагреваемых масс, кДж/(кг·К); $t_{кон}$, $t_{нач}$ — конечная и начальная температуры нагреваемых масс, °С.

Определение тепловых потерь является важнейшим этапом расчета теплового режима зданий и определяющей величиной при расчете и конструировании систем отопления и кондиционирования воздуха. При большом числе помещений и ограждений ра-

бота по определению теплопотерь связана со значительным числом вычислительных операций. Для облегчения решения и сокращения времени расчета целесообразно использовать ЭВМ (см. § 15.2).

3.3. ПОСТУПЛЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В ПОМЕЩЕНИЕ

При определении теплопоступлений в помещение необходимо выявить источники выделения теплоты, их характеристики и характеристики технологического процесса. Необходимо установить: массовые расходы материала; площади и температуры поверхностей оборудования и трубопроводов, выделяющих теплоту; мощности установок; режимы работы оборудования; число работающих и категорию тяжести работы; необходимую освещенность или мощность освещения; характеристики транспортных средств и другие величины, входящие в расчетные формулы [5].

При проектировании следует учитывать мероприятия, направленные на уменьшение тепловыделений: герметичность оборудования, качество и состояние изоляции, устройство охладительных камер на выходе из горячих аппаратов, воздушное охлаждение электродвигателей с отводом нагретого воздуха и др.

Для уменьшения теплопоступлений от солнечной радиации следует располагать здания длинными сторонами на юг и север, световые проемы в летнее время затенять шторами и жалюзи или забеливать. В холодный и переходный периоды теплота солнечной радиации в общем тепловыделении не учитывается.

3.4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИЙ

Тепловые балансы помещений составляются отдельно для каждого периода года по явной и скрытой теплоте при установившемся тепловом режиме.

Недостаток или избыток теплоты в помещении, Вт, для теплого, холодного и переходного периодов года:

$$\pm \Delta Q_{\text{т}} = Q^{\text{т}}_{\text{т.в}} - Q^{\text{т}}_{\text{т.п}}; \tag{3.15}$$

$$\pm \Delta Q_{\text{х}} = Q^{\text{х}}_{\text{т.в}} - Q^{\text{х}}_{\text{т.п}}; \tag{3.16}$$

$$\pm \Delta Q_{\text{пер}} = Q^{\text{пер}}_{\text{т.в}} - Q^{\text{пер}}_{\text{т.п}}, \tag{3.17}$$

где $Q^{\text{т}}_{\text{т.в}}$, $Q^{\text{х}}_{\text{т.в}}$, $Q^{\text{пер}}_{\text{т.в}}$ — тепловыделения в теплый, холодный и переходный периоды года, Вт; $Q^{\text{т}}_{\text{т.п}}$, $Q^{\text{х}}_{\text{т.п}}$, $Q^{\text{пер}}_{\text{т.п}}$ — теплопотери в помещениях в теплый, холодный и переходный периоды года, Вт; $Q^{\text{т}}_{\text{т.п}}$ обычно не учитывается в расчетах.

Для определения производительности систем кондиционирования воздуха и вентиляции при составлении теплового баланса принимаются максимальные тепловыделения. При расчете тепловой мощности систем отопления и нагрузок на нагревательные

приборы и тепловые сети принимаются максимальные теплопотери и минимальные тепловыделения.

При составлении тепловых балансов в зависимости от назначения и теплового режима помещения подразделяются на две группы: 1) с постоянным тепловым режимом; 2) с переменным тепловым режимом. К помещениям с постоянным тепловым режимом относятся: производственные помещения с непрерывным технологическим процессом, помещения жилых, детских и лечебных учреждений, музеи, архивы и другие помещения, в которых требуется круглосуточное поддержание постоянных параметров воздуха (или только температуры). Для таких помещений тепловые балансы составляются по формулам (3.15)—(3.17).

Расчетные параметры воздуха в помещении поддерживаются при различных знаках ΔQ системами кондиционирования воздуха, вентиляции и отопления.

К помещениям с переменным тепловым режимом относятся: производственные помещения с одно- и двухсменной работой и с выходными днями, административные, учебные, зрелищные, торговые помещения и ряд других. Для таких помещений тепловые балансы составляют для двух периодов: рабочего и нерабочего. Для рабочего периода тепловые балансы составляются аналогично помещениям с постоянным тепловым режимом. В нерабочее время тепловыделения уменьшаются и ΔQ будут иметь другие значения. В большинстве случаев в холодный период года в нерабочее время получим недостаток теплоты. В этом случае необходимо устройство дежурного отопления. Системы кондиционирования и вентиляции или отключаются, или переходят на другой, нерабочий режим работы.

Глава четвертая

ПОСТУПЛЕНИЕ ВЛАГИ И ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В ПОМЕЩЕНИЯ

4.1. ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЯ

Источниками влаговыделений в производственных помещениях являются: люди; испаряющаяся вода с открытых водных и смоченных поверхностей и материалов; некоторые химические реакции (например, горение), усушка материалов, пары, прорывающиеся через неплотности в аппаратах и трубопроводах, а также влага с инфильтруемым наружным воздухом, если его влагосодержание больше, чем воздуха внутри помещения.

Влаговыделения от людей $W_л$, кг/с, зависят от температуры окружающего воздуха и от тяжести выполняемой ими работы:

$$W_л = g_л n \cdot 10^{-3}, \qquad (4.1)$$

где $g_л$ — количество влаги, выделяемое одним человеком, г/с (табл. 4.1); n — число людей, находящихся в помещении.

Таблица 4.1. Выделение теплоты, влаги и CO_2 взрослыми людьми (мужчинами) [26]

Показатель	Температура воздуха в помещении, °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
Теплота, Вт:						
явная	140	116	87,2	88	40,7	11,6
скрытая	23	29	28,8	35	52,3	81,4
полная	163	145	116	93	93	93
Влага, 10^3 г/с	8,3	8,3	11,1	13,9	20,8	32
CO_2, 10^3 г/с	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4
При легкой работе						
Теплота, Вт:						
явная	151	122	98,8	63,5	40,8	5,8
скрытая	29	35	52,2	31,5	104,5	139,5
полная	180	157	151	145	145,0	145,3
Влага, 10^3 г/с	11,1	15,3	20,8	32	41,7	55,6
CO_2, 10^3 г/с	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
При работе средней тяжести						
Теплота, Вт:						
явная	143	134,4	105	70	40,8	5,8
скрытая	52,5	75,6	99	128	157,2	192,2
полная	195,5	210	204	198	198	198
Влага, 10^3 г/с	19,5	30,6	39	51,5	64	78
CO_2, 10^3 г/с	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7
При тяжелой работе						
Теплота, Вт:						
явная	198	163	128	93	52,5	11,6
скрытая	93	128	163	198	238,5	279,4
полная	291	291	291	291	291	291
Влага, 10^3 г/с	37,5	51,5	66,8	82	98,8	115,4
CO_2, 10^3 г/с	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5

Количество влаги $W_{исп}$, кг/с, испаряющейся с открытых и смоченных поверхностей, определяется из выражения

$$W_{исп} = \beta_p F (p_н - p_п) \frac{101{,}3 \cdot 10^3}{p_б}, \qquad (4.2)$$

где β_p — коэффициент массоотдачи, кг/(м²·с·Па): F — поверхность испарения, м²; $p_н$ — упругость водяных паров, насыщающих воздух при температуре поверхности жидкости, Па; $p_п$ — упругость водяных паров в воздухе помещения (с учетом относительной влажности φ воздуха), Па; $p_б$ — барометрическое давление в помещении, Па.

Коэффициент массоотдачи в уравнении (4.2)

$$\beta_p = (a + 0{,}0362v) \cdot 10^{-6},$$

где v — скорость движения воздуха у поверхности жидкости, м/с; a — фактор гравитационной подвижности, имеющий при температуре воздуха 15—30 °С следующие значения для различных температур поверхности испарения $\tau_{ж.п}$:

$\tau_{ж.п}$, °С	30	50	70	90
a	0,0458	0,0687	0,0853	0,106

Если горячая вода находится в спокойном состоянии, то в зависимости от ее температуры $\tau_ж$ температура поверхности испарения $\tau_{ж.п}$ принимается в следующих пределах (для температуры воздуха 20 °С и $\varphi = 70\%$):

$\tau_ж$, °С	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\tau_{ж.п}$, °С	18	28	37	45	51	58	69	82	97

Испарение с поверхности мокрых полов, на которых влага находится длительное время, происходит за счет теплоты окружающего воздуха (адиабатный теплообмен), имеющего температуру $t^с$; температура поверхности испарения (пленки) при этом равна температуре мокрого термометра $t^м$. Количество испаренной влаги $W_{исп.пл}$, кг/с, в этом случае рассчитывают по формуле

$$W_{исп.пл} = \frac{\alpha_к (t^с - t^м) F_{и.пл}}{3{,}6r}, \qquad (4.3)$$

где $\alpha_и$ — коэффициент теплоотдачи от поверхности испарения к воздуху, кДж/(м²·ч·°С); $t^с$ и $t^м$ — температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам, °С; $F_{и.пл}$ — поверхность испарения, м²; r — теплота испарения воды, кДж/кг.

Испарение с открытой поверхности нагретой воды $W_{исп.в}$, кг/с, протекающей в цехе по полу или открытым желобам, определяется по выражению

$$W_{исп.в} = \frac{W_в(\tau_н - \tau_к) c_ж}{r}, \qquad (4.4)$$

где $W_в$ — количество протекающей воды, кг/с; $\tau_н$, $\tau_к$ — начальная и конечная температуры воды, °С; $c_ж$ — удельная массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·°С); r — см. (4.3).

Формулы (4.2)—(4.4) можно применять, если испаряющаяся жидкость содержит растворенные соли с концентрацией до 25%.

Поступление паров в помещение при кипении воды в открытых сосудах принимают равным расходу греющего пара (при барботажном обогреве), а для подвода теплоты другим способом — приблизительно 40 кг/(ч·м²).

Количество водяного пара, прорывающегося через неплотности аппаратов и коммуникаций, следует принимать по данным промышленных испытаний. Ориентировочно оно может быть оценено в 1—5% расхода пара, проходящего через данные коммуникации или аппараты.

Влаговыделение $W_{ус}$, г/с, при усушке материала равно изменению массы влажного материала за определенный промежуток времени:

$$W_{ус} = \frac{1000(G_1 - G_2)}{\Delta\tau}, \qquad (4.5)$$

где G_1 и G_2 — масса материала в начальный и конечный моменты времени, кг; $\Delta\tau$ — время, за которое произошла убыль массы от G_1 до G_2, с.

Поступление влаги с инфильтрующимся воздухом может иметь место, если его влагосодержание больше, чем внутри помещения. Это обычно имеет место в теплый период года.

Количество влаги $W_{инф}$, кг/с, вносимое с инфильтрующимся воздухом, определяется по выражению

$$W_{инф} = 0{,}001 G_{инф}(d_н - d_в), \qquad (4.6)$$

где $G_{инф}$ — количество инфильтрующегося воздуха, кг/с [см. (3.8), (3.9)]; $d_н$ и $d_в$ — влагосодержания наружного и внутреннего воздуха, г/кг.

Инфильтрацию и приток с ней влаги не учитывают, если в кондиционируемом помещении создается подпор.

Поглощение влаги в производственных помещениях встречается сравнительно редко, например в помещениях, где хранятся вещества — сорбенты, такие как силикагель, активированный уголь, хлористый кальций и др. Некоторое снижение влажности воздуха в помещениях вызывает в холодное время года наружный инфильтрующийся воздух, так как он более сухой, чем воздух помещения ($d_н < d_в$).

Уменьшение влаги в воздухе за счет гигроскопических материалов и от инфильтрации в холодное время года определяется по формулам, имеющим ту же структуру, что (4.5) и (4.6).

4.2. ВЫДЕЛЕНИЯ ВРЕДНЫХ ПАРОВ И ГАЗОВ

В результате протекания технологических процессов в производственных помещениях выделяются вредные газы, пары и пыль, а также диоксид углерода при дыхании людей. Количество диоксида углерода, выделяемого одним человеком, зависит от характера выполняемой им работы и приведено в табл. 4.1. Выделение вредных газов и паров может происходить: в результате химических реакций; при испарении в открытых резервуарах жидкостей, содержащих химические вещества; при прорыве через неплотности в оборудовании и коммуникациях; во время аварий, приводящих к выбросу в цех вредных веществ, и др.

Когда в реакцию вступают химически чистые материалы, количество выделяющихся вредных веществ можно определить аналитическим путем.

Наиболее достоверно количество вредных веществ, поступающих в производственные помещения, $G_{вр}$, мг/ч, можно определить

опытным путем, измеряя протекающее через помещение часовое количество воздуха L, м³/ч, а также конечную и начальную концентрации вещества в нем $c_к$ и $c_н$, мг/м³:

$$G_{вр} = L(c_к - c_н). \quad (4.7)$$

Расход испарившейся жидкости $G_{исп}$, кг/с, содержащей химические вещества, может быть приближенно определен по выражению

$$G_{исп} = M(0{,}733 + 1{,}635v)pF \cdot 10^{-6}, \quad (4.8)$$

где M — относительная молекулярная масса жидкости; v — скорость движения воздуха над поверхностью жидкости, м/с; p — упругость пара жидкости, насыщающего воздух, при температуре жидкости, кПа; F — площадь поверхности испарения, м².

Числовые значения величин M и p некоторых веществ приведены в [22, 29].

Массовый расход газов и паров $G_{пр}$, кг/с, через неплотности в аппаратах и трубопроводах для давлений в них до 4 МПа можно определить по упрощенной формуле Н. Н. Репина

$$G_{пр} = 50 \cdot 10^{-6} \eta V \sqrt{M/T}, \quad (4.9)$$

где η — коэффициент запаса, учитывающий состояние оборудования и токсичность вредного вещества ($\eta = 1{,}5 \div 2$); V — внутренний объем аппаратуры и коммуникаций, м³; M — относительная молекулярная масса газов или паров в аппаратуре; T — абсолютная температура газов или паров, К.

При удовлетворительном обслуживании оборудования утечка газа в 1 ч составляет (в зависимости от молекулярной массы) около 7—12% объема аппаратуры, в которой находится газ.

Количество вредных выделений $G_с$, кг/с, через сальники насосов можно определить по формуле [39]

$$G_с = 27{,}8 \cdot 10^{-6} d\kappa \sqrt{p}, \quad (4.10)$$

где d — диаметр вала, мм; κ — коэффициент, учитывающий состояние сальников и степень токсичности выделений, равный $(0{,}2—0{,}3) \cdot 10^{-3}$; p — избыточное давление, развиваемое насосом, кПа.

В условиях кондиционирования промышленных помещений, где имеет место выделение вредных веществ, следует предусматривать максимальную герметизацию технологического оборудования и локализирующую систему вентиляции.

Часть вторая

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ОТОПЛЕНИЯ

Глава пятая

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СКВ

5.1. ЗАДАЧИ, РЕШАЕМЫЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕМ ВОЗДУХА

Кондиционирование воздуха создает и поддерживает в закрытых помещениях и сооружениях необходимую температуру, влажность, чистоту, газовый и ионный состав, наличие запахов воздушной среды, а также скорость движения воздуха. Обычно в общественных и промышленных зданиях требуется поддержание лишь части упомянутых кондиций.

Комплекс технических средств, осуществляющих требуемую обработку воздуха (фильтрацию, подогрев, охлаждение, осушку и увлажнение), транспортирование его и распределение в обслуживаемых помещениях, устройства для глушения шума, вызываемого работой оборудования, источники тепло- и хладоснабжения, средства автоматического регулирования, контроля и управления, а также вспомогательное оборудование составляют систему *кондиционирования воздуха* (СКВ).

Устройство, в котором осуществляется требуемая тепловлажностная обработка воздуха и его очистка, называется *установкой кондиционирования воздуха (УКВ) или кондиционером.*

Установки кондиционирования воздуха обеспечивают в помещениях необходимый микроклимат для нормального протекания технологического процесса и создания условий комфорта. Следует также отметить социально-экономическую эффективность кондиционирования воздуха, способствующую улучшению условий труда на предприятиях. В результате применения кондиционирования воздуха повышается работоспособность персонала и производительность, снижается производственный травматизм, заболеваемость и текучесть кадров. Затраты на создание систем кондиционирования воздуха в производственных помещениях в отдельных случаях окупаются за 1,5—3 года вследствие повышения производительности труда [46].

5.2. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Установившейся классификации систем кондиционирования воздуха не существует. В [2, 15] указывается, по каким признакам можно провести классификацию СКВ. Согласно этим признакам СКВ подразделяются:

1) по назначению — на комфортные и технологические, а также технологически-комфортные в помещениях с длительным пребыванием обслуживающего персонала;

2) по режиму работы — на круглогодичные, поддерживающие требуемые параметры воздуха в течение всего года, и сезонные, поддерживающие эти параметры только для холодного или теплого периода года;

3) по характеру связи с обслуживаемым помещением — на центральные и местные. В центральных СКВ кондиционеры устанавливаются вне обслуживаемых объектов. Системы предназначены для создания микроклимата в одном большом или нескольких малых помещениях. В местных системах кондиционеры расположены и создают заданные условия воздушной среды в небольших помещениях. Возможна установка местных кондиционеров на рабочих местах производственных цехов; в этом случае кондиционеры создают нужный микроклимат только в части объема помещения (в зонах обслуживания);

4) по схеме обработки воздуха — на прямоточные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах лишь наружного воздуха, и рециркуляционные — с обработкой в кондиционерах смеси наружного и рециркуляционного воздуха;

5) **по давлению Δp, развиваемому вентилятором, — на системы** низкого ($\Delta p < 1{,}0$ кПа), среднего ($1{,}0 \leqslant \Delta p \leqslant 3{,}0$ кПа) и высокого давления ($\Delta p > 3{,}0$ кПа);

6) по производительности (кондиционеры, выпускаемые отечественной промышленностью) — от 10 до 250 тыс. м³/ч (центральные) и от 0,5 до 18 тыс. м³/ч (местные);

7) по способам обслуживания помещений с различными параметрами воздуха и тепловлажностными режимами — на однозональные и многозональные. В многозональных СКВ подача воздуха в помещении осуществляется по однотрубной или двухтрубной схеме с применением местных доводчиков и смесителей;

8) по степени обеспечения требуемых параметров воздуха в обслуживаемом помещении в течение всего года. Расчетные параметры наружного воздуха для СКВ выбираются в зависимости от климатических условий местности и назначения кондиционируемого помещения.

Кондиционеры, применяемые в СКВ, разделяются на автономные и неавтономные. *Автономные кондиционеры* характеризуются наличием собственных источников теплоты и холода. Обычно это электрокалориферы и холодильные машины. К автономным кондиционерам извне должны быть подведены электроэнергия для привода компрессора, вентилятора и работы электрокалорифера, а также вода для охлаждения конденсатора холодильной машины. *Неавтономные кондиционеры* требуют для работы подачи извне: электроэнергии (привод насосов и вентилятора), теплоносителя и холодоносителя (нагрев и охлаждение обрабатываемого воздуха).

5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА И РАБОЧЕЙ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

Ниже приведены упрощенные расчетные зависимости для определения необходимого воздухообмена, м³/с, в помещении со стационарным процессом вредных выделений и при отсутствии местных отсосов:

при удалении вредных веществ (газы, пары, пыль)

$$L_1 = \frac{G_{вр}}{(K_д - K_п)}; \qquad (5.1)$$

при удалении избытков явной теплоты

$$L_2 = \frac{\Delta Q_я \cdot 10^{-3}}{\rho_в c_в (t_{ух} - t_п)}; \qquad (5.2)$$

при удалении избытков полной теплоты

$$L_3 = \frac{\Delta Q_п \cdot 10^{-3}}{\rho_в (h_{ух} - h_п)}; \qquad (5.3)$$

при удалении избытков влаги

$$L_4 = \frac{W}{\rho_в (d_{ух} - d_п)}, \qquad (5.4)$$

где $G_{вр}$ — количество вредных веществ, выделяющихся в помещение, мг/с; $K_д$ — предельно допустимая концентрация (ПДК) вредных веществ в воздухе помещения, мг/м³; $K_п$ — концентрация вредных веществ в приточном воздухе, мг/м³; $\Delta Q_я$ и $\Delta Q_п$ — избытки соответственно явной и полной теплоты в помещении, Вт; $c_в$ — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); $t_{ух}$ и $t_п$ — температуры воздуха, уходящего из помещения и приточного, °С; $h_{ух}$ и $h_п$ — энтальпии воздуха, уходящего из помещения и приточного, кДж/кг; W — влаговыделения в помещение, г/с; $d_{ух}$ и $d_п$ — влагосодержания воздуха, уходящего из помещения и приточного, г/кг, $\rho_в$ — плотность воздуха в помещении, кг/м³.

В ряде случаев объектами кондиционирования воздуха являются помещения с избытками теплоты и влаги.

При этом должно быть соблюдено следующее соотношение:

$$\frac{\Delta Q_п}{\rho_в (h_{ух} - h_п)} \cdot 10^{-3} = \frac{\Delta Q_я}{\rho_в c_в (t_{ух} - t_п)} \cdot 10^{-3} = \frac{W}{\rho_в (d_{ух} - d_п)}. \qquad (5.5)$$

Избыточная теплота может значительно меняться в зависимости от времени года. Поэтому производительность СКВ следует рассчитывать отдельно для холодного, переходного и теплого периодов года.

В проектах СКВ необходимо принимать большее значение из производительностей, полученных по формулам (5.1)—(5.4).

Расчет количества приточного воздуха по нормативной кратности воздухообмена допускается в случаях, оговоренных в нормативных документах.

При этом воздухообмен, м³/с, определяется по формуле

$$L = \frac{nV_{\text{п}}}{3600}, \qquad (5.6)$$

где n — нормативная кратность воздухообмена, 1/ч; значения n даны в соответствующих выпусках СНиП и справочниках; $V_{\text{п}}$ — объем помещения, м³.

В помещения, где имеют место токсичные выделения или возможно биологическое загрязнение воздуха, необходимо подавать только наружный воздух. Установка кондиционирования работает в этих случаях по прямоточной схеме, что вызывает значительные расходы теплоты и холода при обработке воздуха в холодный и теплый периоды года.

В целях уменьшения энергетических затрат на кондиционирование воздуха в помещениях с избыточными выделениями теплоты и влаги применяется частичная рециркуляция воздуха. Минимальное количество наружного воздуха, подаваемого в помещения при этом режиме работы, должно быть не менее необходимого по санитарным нормам подачи на 1 чел., а также должно компенсировать местные отсосы из помещений и поддерживать в них избыточное давление (если это предусмотрено проектом).

Минимальное количество наружного воздуха, подаваемого на 1 чел. системой кондиционирования воздуха для производственных помещений, где возможно естественное проветривание, приведено ниже:

Объем помещения на одного работающего менее 20 м³ . .	30 м³/ч
То же 20 м³ и более	20 м³/ч

В помещениях, где невозможно естественное проветривание, минимальное количество наружного воздуха принимается из расчета 60—120 м³/ч на 1 чел. и должно быть соответственно не менее 20—10 % воздухообмена в помещении; подробнее см. [41].

В системах кондиционирования воздуха комфортного назначения санитарную норму подачи наружного воздуха на 1 чел. принимают равной 25 м³/ч.

В расчетах следует различать полезную и полную производительность систем кондиционирования. Под полезной производительностью понимают количество воздуха, поступающее в обслуживаемое помещение и обеспечивающее требуемые параметры внутренней воздушной среды. Полная производительность — это количество воздуха, приготавливаемого в кондиционере и подаваемого в воздуховоды, с учетом утечки через неплотности в последних.

Полная производительность, м³/ч, определяется из выражения

$$L_{\text{пол}} = \kappa_{\text{пот}} L, \qquad (5.7)$$

где L — полезная производительность, м³/с; $\kappa_{\text{пот}}$ — коэффициент, учитывающий утечку воздуха (для стальных, пластмассовых и асбоцементных воздуховодов длиной до 50 м $\kappa_{\text{пот}}=1{,}1$, а при длине более 50 м $\kappa_{\text{пот}}=1{,}15$) [41].

Избытки теплоты — это наиболее часто встречающиеся вредные выделения в кондиционируемых помещениях. Поэтому правильный выбор рабочей разности температур $\Delta t_р = t_в - t_п$ имеет существенное значение. Эта разность температур ограничивается заданными параметрами воздуха в помещении (температурой и влажностью) и должна приниматься максимально возможной, так как от нее зависит производительность СКВ, размеры оборудования, коммуникаций, мощность электродвигателей насосов и вентиляторов, а следовательно, капитальные вложения и эксплуатационные затраты по установке. Однако $\Delta t_р$ должно удовлетворять санитарно-гигиеническим требованиям с учетом выбранных приточных устройств в кондиционируемом помещении *.

При расчете удаления теплоизбытков, когда вытяжка воздуха осуществляется из рабочей зоны для установок кондиционирования воздуха круглогодичного действия, температура приточного воздуха $t_п$ принимается ниже внутренней температуры помещения $t_в$: на 2 °С при подаче в рабочую зону; на 4—6 °С при подаче на высоте 2,5—4 м от уровня пола; на 6—8 °С при подаче на высоте от уровня пола; на 8—15 °С при подаче через плафоны эжекционного типа [37]. Приведенные цифры показывают, что расположение и конструкция приточных устройств являются решающими при выборе расчетного перепада температур воздуха $\Delta t_р$.

Воздух, удаляемый из верхней зоны высоких помещений, имеет температуру $t_у$, отличную (обычно более высокую) от температуры в рабочей зоне. В этом случае выражение (5.2) удобнее представить в следующем виде:

$$G_2 = \frac{Q_я}{c_в(t_у - t_п)} 10^{-3}. \qquad (5.8)$$

Глава шестая

РАСЧЕТЫ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В настоящее время широкое распространение получили центральные системы кондиционирования воздуха, обслуживающие одно большое или несколько небольших помещений. Эти системы оборудуются неавтономными кондиционерами, тепло- и хладоснабжение которых осуществляется от внешних источников. Кондиционеры собираются из отдельных секций или блоков, где расположено основное оборудование для обработки и перемещения воздуха. Дополнительное оборудование СКВ — местные подогреватели, доводчики, смесители и др. — расположены вне кондиционеров.

Транспортировка воздуха в центральных СКВ осуществляется по стальным, пластмассовым и асбоцементным трубам или каналам, прокладываемым внутри помещений.

---

* Приведенные ниже значения $\Delta t_р$ должны быть обоснованы расчетами воздухораспределительных устройств, см. гл. 8.

Центральные СКВ обладают следующими преимуществами: эффективно поддерживают заданные температуры и относительную влажность воздуха в помещениях; оборудование, требующее систематического обслуживания и ремонта, сосредоточено в малом количестве мест или даже в одном месте; возможна организация эффективного шумо- и виброгашения. Область применения центральных СКВ — промышленные здания различного назначения и общественные здания больших объемов.

К недостаткам центральных систем следует отнести: сложные монтажно-строительные работы по установке кондиционеров и прокладке коммуникаций (воздушные каналы, трубопроводы), вследствие чего в ряде случаев применение центральных систем в существующих зданиях исключается, менее гибкое регулирование параметров воздуха в отдельных помещениях, в системах с разветвленными воздуховодами.

Применяемые схемы центральных СКВ весьма разнообразны; выбор той или иной схемы зависит от назначения и режима использования кондиционируемых помещений, конструктивных особенностей здания, климатических условий местности и некоторых других факторов.

В проектной практике применяют обычно следующие центральные СКВ: одноканальные однозональные, обслуживающие одно или несколько помещений без разделения систем на зоны; одноканальные многозональные, обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений с подачей воздуха по отдельному воздуховоду в каждую зону или помещение; двухканальные многозональные, обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений с подачей воздуха по двум воздуховодам — с холодным и подогретым воздухом — в каждую зону или помещение.

Применяются также местные системы кондиционирования воздуха, состоящие из агрегатированных кондиционеров производительностью до 18 000 м³/ч, обслуживающих одно или несколько помещений, причем в каждом из них устанавливается один или несколько кондиционеров, обеспечивающих местное поддержание требуемых параметров воздуха.

В отдельных случаях применяют комбинированные системы, работающие совместно с местным доувлажнением воздуха и другими устройствами.

В проектных решениях по центральным кондиционерам должны учитываться следующие рекомендации. В системах кондиционирования, предназначенных для круглогодичного и круглосуточного поддержания заданных параметров воздуха в помещениях, не имеющих системы отопления, следует устанавливать не менее двух кондиционеров производительностью по 50 % общей производительности системы. В системах с рециркуляцией целесообразна схема подачи в помещение смеси переменных объемов наружного и рециркуляционного воздуха, зависящих от параметров наружного воздуха. В этом случае для рециркуляции следует применять самостоятельный вентилятор.

Для воздухонагревателей второго и местного подогрева, тепловая нагрузка которых не зависит от температуры наружного воздуха, необходимо применять теплоноситель постоянных параметров.

В центральных кондиционерах в результате процессов смешивания, нагрева и охлаждения воздуха происходит значительное его расслоение по температуре и влагосодержанию. Наиболее равномерные параметры воздух имеет на выходе из вентилятора. Поэтому в кондиционерах, где влажность воздуха регулируется по методу «точки росы», целесообразно воздухонагреватели второго подогрева

устанавливать на стороне нагнетания приточных вентиляторов, что дает возможность монтировать датчики терморегуляторов «точки росы» на хорошо перемешанном воздухе после вентилятора [24, 39].

Фильтры общей очистки воздуха следует размещать в тех частях кондиционера, через которые проходит весь обрабатываемый воздух, и так, чтобы предохранить от пыли возможно большее число секций кондиционера.

В ряде случаев по экономическим соображениям оросительные камеры могут быть заменены поверхностными орошаемыми и неорошаемыми воздухоохладителями. Другие рекомендации и отдельные требования, предъявляемые к сооружению и эксплуатации оборудования установок кондиционирования воздуха, приведены в [2]. Общие санитарно-гигиенические требования к системам кондиционирования воздуха регламентируются: ГОСТ 12.1.005—76 «Воздух рабочей зоны» [7]; Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий, СН 245—71 [34]; СНиП II-33—75*, «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования» [41].

При проектировании установок кондиционирования воздуха (УКВ) должны быть известны следующие исходные данные: назначение системы кондиционирования воздуха; климатические условия данной местности; характеристика строительных ограждений здания; число людей, находящихся в каждом помещении; краткое описание технологических процессов; сведения об источниках выделения теплоты, влаги, газов (паров), пыли; необходимые параметры воздушной среды в помещении; данные об источниках тепло- и хладоснабжения и другие данные, если они предусмотрены отдельно [24].

Проектирование УКВ состоит из следующих этапов: выбор расчетных внутренних и наружных параметров воздуха; составление теплового и влажностного баланса помещений; выбор схемы УКВ; построение на h, d-диаграмме процессов термовлажностной обработки воздуха в теплый, холодный и переходный периоды года и определение производительности УКВ; расчет и подбор основных элементов УКВ; составление графических материалов; составление технических показателей проекта и пояснительной записки.

Область применения различных систем кондиционирования воздуха, их схемы и процессы обработки воздуха в h, d-диаграмме рассмотрены в § 6.2—6.7.

6.2. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ОДНОЗОНАЛЬНЫЕ СКВ

Центральные однозональные СКВ следует применять для обслуживания помещения площадью не более 2500 м^2 или такой же части большего помещения. На рис. 6.1 изображена однозональная схема СКВ. Воздуховоды, изображенные сплошной линией, соответствуют работе установки только на наружном воздухе (прямоточная система), штриховой линией показан воздуховод с первой рециркуляцией, штрихпунктирной — со второй рециркуляцией.

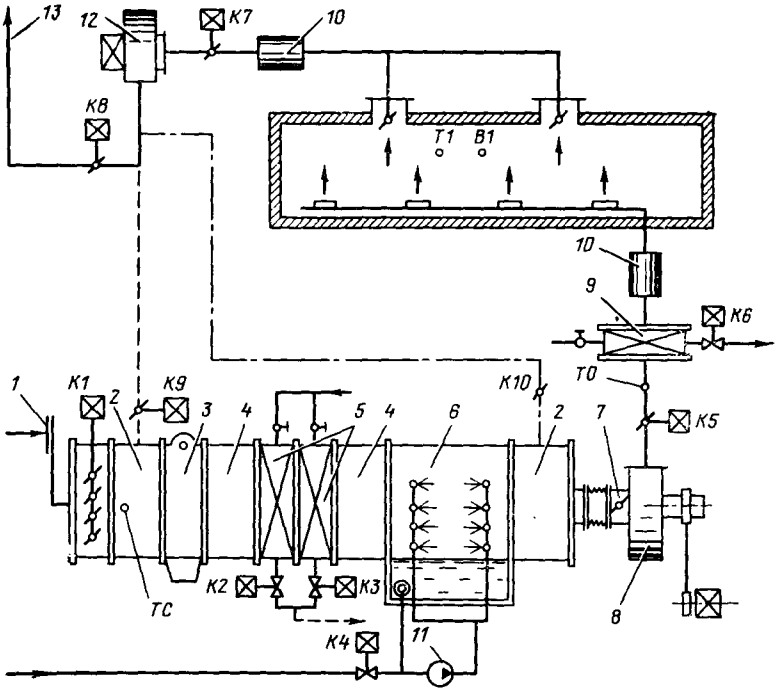


Рис. 6.1. Принципиальная схема однозональной СКВ, работающей на наружном воздухе (сплошные линии) или с рециркуляцией:

1 — воздухозаборное устройство; *2* — смесительная камера; *3* — фильтр; *4* — камера обслуживания; *5* — секции воздухонагревателя первого подогрева; *6* — оросительная камера; *7* — направляющий аппарат; *8* — приточный вентилятор; *9* — секции воздухонагревателя второго подогрева; *10* — шумоглушители; *11* — насос; *12* — вытяжной вентилятор; *13* — воздуховод; *К* — клапан; *Т* — терморегулятор; *Б* — влагорегулятор; — — —, —·—·— — первый и второй рециркуляционные каналы

Прямоточные системы проектируют в тех случаях, когда рециркуляция воздуха недопустима по санитарно-гигиеническим соображениям. Количество воздуха, подаваемого в обслуживаемое помещение, постоянно. Рассмотрим работу установки в теплый период года. Наружный воздух, засасываемый вентилятором, поступает в кондиционер через воздухозаборное устройство, очищается в фильтре, охлаждается и осушается в оросительной камере и затем нагнетается в помещение. При необходимости воздух может быть подогрет в воздухонагревателе второго подогрева. Из помещения воздух вытяжным вентилятором удаляется в атмосферу. На вытяжном воздуховоде, если это требуется по акустическому расчету, устанавливается шумоглушитель.

В холодный период года наружный воздух очищается в фильтре, подогревается в воздухонагревателе первого подогрева, увлажняется (и охлаждается) в оросительной камере, работающей в это время на рециркуляционной воде и затем догревается до нужной температуры в воздухонагревателе второго подогрева. На рис. 6.2 сплошными линиями показаны процессы обработки воз-

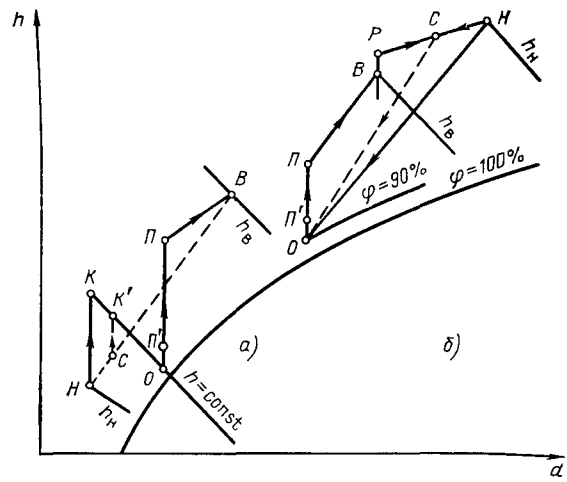


Рис. 6.2. Построение процессов на h, d-диаграмме для однозональной СКВ при работе на наружном воздухе прямоточной схемы (сплошные линии) и с первой рециркуляцией (штриховые линии):
а — холодный период; *б* — теплый период

духа в кондиционере для прямоточной системы в холодный и теплый периоды года.

В теплый период года (рис. 6.2,*б*) наружный воздух с параметрами точки *Н* охлаждается и осушается в оросительной камере до параметров точки *О*. За счет работы вентилятора воздух несколько подогревается (на 0,5—1,5 °С) до параметров точки *П'** и при необходимости догревается в воздухонагревателе второго подогрева до параметров точки *П*. Отрезок *ПВ* характеризует изменение состояния воздуха за счет ассимиляции избыточной теплоты и влаги, выделяемых в помещении. В холодный период года (рис. 6.2,*а*) наружный воздух с параметрами точки *Н* нагревается в воздухонагревателе первого подогрева, затем увлажняется в оросительной камере и догревается в воздухонагревателе второго подогрева до параметров точки *П* (приточный воздух). Таким образом, весь процесс обработки воздуха в кондиционере изобразится ломаной линией *НКОП*. Отрезок *ПВ* здесь также показывает изменение состояния воздуха в помещении.

Построение процессов обработки воздуха в центральном кондиционере, работающем по прямоточной схеме, и выбор основного оборудования производят с помощью h, d-диаграммы на основании исходных данных для теплого и холодного периодов года.

Расчет установки кондиционирования воздуха следует также производить для переходного периода года с температурой наружного воздуха, соответствующей отключению отопительных систем.

Можно рекомендовать следующий порядок для расчета прямоточной установки кондиционирования воздуха.

1. **Теплый период года.** На основании исходных данных для теплого периода года на h, d-диаграмму наносят точки, соответствующие параметрам внутреннего и наружного воздуха (точки

* Если воздухоподогреватель установлен по ходу воздуха после вентилятора.

B и H), см. рис. 6.2,*б*. По известному угловому коэффициенту $\varepsilon = Q_{изб}/W_{изб}$ через точку B проводят луч тепловлажностного процесса в помещении. Определяют в соответствии с указаниями в § 5.3 рабочую разность температур $\Delta t_р = t_в - t_п$ и находят температуру приточного воздуха $t_п$. Находят точку $П$, соответствующую параметрам приточного воздуха. Она расположена на пересечении луча процесса изменения состояния воздуха в помещении, проходящего через точку B, с изотермой $t_п$. Через точку $П$ проводят вертикальную линию $d = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 90 \div 95\%$ (точка $О$). Отрезок $ПП'$ соответствует нагреву воздуха в воздухоподогревателе второго подогрева, а отрезок $ОП'$ — нагреву воздуха в вентиляторе (около 1 °С).

Точку $О$ соединяют с точкой $Н$, характеризующей параметры наружного воздуха. Отрезок $НО$ соответствует процессу обработки наружного воздуха в камере орошения (политропный процесс с охлаждением и осушкой воздуха). Определяют расход приточного воздуха $G_т$, исходя из избытков теплоты, влаги и количества выделяющихся вредных веществ см. § 5.3. Полный процесс обработки воздуха изобразится на hd-диаграмме ломаной линией $НОП$.

2. **Холодный период года.** При построении процесса обработки воздуха в холодный период года (рис. 6.2,*а*) угловой коэффициент ε, параметры приточного воздуха (точка $П$) и воздуха, выходящего из камеры орошения (точка $О$), расход приточного воздуха $G_х$ определяют так же, как и для теплого периода. Через точку $Н$ проводят вертикальную линию на h, d-диаграмме, соответствующую нагреву наружного воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, а через точку $О$ линию изоэнтальпийного процесса ($h = \text{const}$) до пересечения этих линий в точке $К$, характеризующей параметры воздуха после воздухонагревателя первого подогрева. Полный процесс обработки воздуха в кондиционере изобразится ломаной линией $НКОПВ$. Расход приточного воздуха в холодный период года $G_х$, как правило, отличается от расхода $G_т$ в теплый период (обычно $G_х < G_т$).

Если в системе кондиционирования воздуха применяется наиболее распространенный, качественный метод регулирования, расчетный расход приточного воздуха G принимают постоянным и равным наибольшему его значению ($G_х$ или $G_т$).

Для периода года, при котором расчетный расход воздуха оказывается меньшим, корректируют температуру приточного воздуха $t_п$. В случае, когда $G_х < G_т$, температуру приточного воздуха в холодный период года $t'_п$, °С, пересчитывают по формуле

$$t'_п = t'_в - (t_в - t_п)\frac{Q'_я}{Q_я}, \qquad (6.1)$$

где $t_п$ — температура приточного воздуха в теплый период года °С; $t'_в$, $t_в$ — температура воздуха в помещении в холодный и теплый периоды года, °С; $Q'_я$, $Q_я$ — избыточная явная теплота в помещении в холодный и теплый периоды года, Вт.

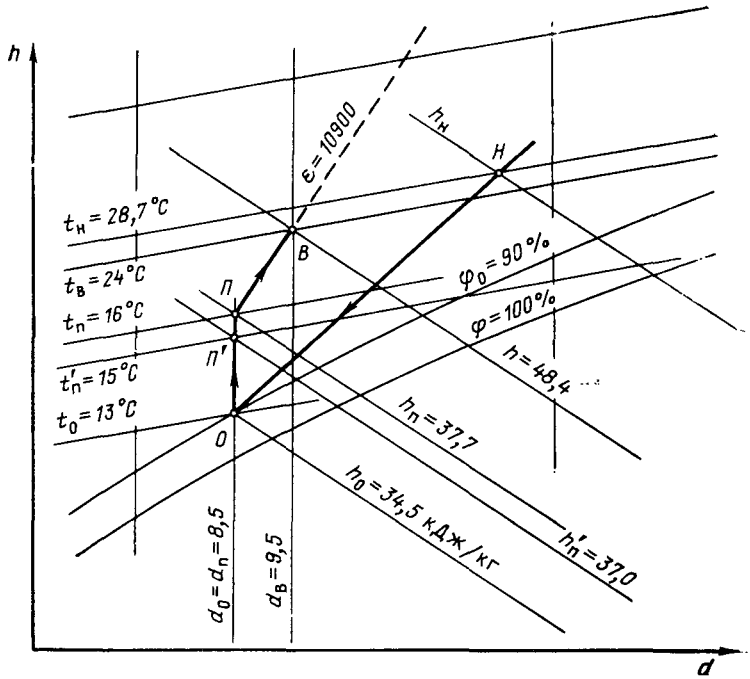


Рис. 6.3. Построение на *h*, *d*-диаграмме процесса обработки воздуха в прямоточном кондиционере для теплого периода года (к примеру 6.1)

Построение процессов обработки в кондиционере воздуха позволяет определить его промежуточные параметры (точки *К*, *О*, *П* на рис. 6.2,*а*, *б*) и выполнить теплотехнические расчеты воздухонагревателей первого и второго подогрева, а также камеры орошения.

Пример 6.1. Построить на *h*, *d*-диаграмме процесс политропной обработки воздуха в прямоточном кондиционере для теплого периода года, а также определить расходы теплоты на воздухонагреватель второго подогрева и холода на обработку воздуха в камере орошения при следующих исходных данных: поступления полиого количества избыточной теплоты в помещение $Q_п$ = =545 000 кДж/ч; влаговыделения W=50 кг/ч; рабочая разность температур воздуха в помещении и приточного воздуха $\Delta t_р = t_в - t_п$=8 °С. Параметры наружного воздуха: $t_н$=+28,7 °С; $\varphi_н$=43 %; $h_н$=56,1 кДж/кг; $d_н$=10,7 г/кг. Параметры воздуха в помещении: $t_в$=+24 °С; $\varphi_в$=50 %; $h_в$=48,4 кДж/кг; $d_в$=9,5 г/кг. Кондиционер расположен рядом с обслуживаемым помещением.

Решение. 1. Находим на *h*, *d*-диаграмме (рис. 6.3) точки *В* и *Н*, характеризующие параметры воздуха помещения и наружного.

2. Определяем угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в помещении

$$\varepsilon = Q_п / W = 545\,000/50 = 10\,900 \text{ кДж/кг}.$$

3. Согласно исходным данным определяем требуемую температуру приточного воздуха

$$t_п = t_в - \Delta t_р = 24 - 8 = 16\ °C.$$

4. По найденному значению $\varepsilon = 10\,900$ на диаграмме из точки B проводим линию $BП$ — луч процесса до пересечения с изотермой $t = 16\ °C$. Точка $П$ характеризует параметры приточного воздуха: $t_п = 16\ °C$; $d_п = 8{,}5$ г/кг; $h_п = 37{,}7$ кДж/кг; $\varphi_п = 74\ \%$.

5. Относительную влажность воздуха после оросительной камеры принимаем $\varphi_о = 90\ \%$. Из точки $П$ проводим вертикальную линию $ПО$ ($d = \text{const}$) до пересечения с кривой $\varphi_о = 90\ \%$. Точка $О$ характеризует параметры воздуха после оросительной камеры (т. е. перед воздухонагревателем второго подогрева): $t_о = 13\ °C$; $\varphi_о = 90\ \%$; $d_о = 8{,}5$ г/кг; $h_о = 34{,}5$ кДж/кг.

6. Требуемый расход приточного воздуха составит

$$G = Q_п/(h_в - h_п) = 545\,000/(48{,}4 - 37{,}7) = 51\,000 \text{ кг/ч}.$$

Полученный расход воздуха соответствует полной производительности кондиционера, так как по заданию кондиционер расположен в непосредственной близости от обслуживаемого помещения и можно не учитывать утечки через неплотности в воздуховодах.

7. Расход холода на обработку воздуха в камере орошения

$$Q_{охл} = G(h_п - h_о) = 51\,000(56{,}1 - 34{,}5) = 1{,}102 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч}.$$

8. Тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева определяем, учитывая подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах на 1 °С. Наносим на h, d-диаграмму точку $П'$, лежащую на отрезке $ОП$ на пересечении с изотермой $16 - 1 = 15\ °C$ *. Энтальпия воздуха, соответствующая точке $П'$, равна: $h'_п = 37$ кДж/кг. Подогрев воздуха в вентиляторе соответствует отрезку $П'П$.

Расход теплоты на воздухонагреватель составит

$$Q_2 = G(h' - h_о) = 51\,000(37{,}0 - 34{,}5) = 127\,500, \text{ кДж/ч}.$$

Системы кондиционирования воздуха, работающие с рециркуляцией (если она допускается), обычно проектируют с подачей переменных количеств рециркулируемого и наружного воздуха для сокращения расхода теплоты и холода соответственно в холодный и теплый периоды года. Минимальное, требуемое по расчету количество наружного воздуха должно быть обеспечено при любом режиме работы кондиционера.

На рис. 6.1 с дополнением штриховыми линиями показана принципиальная схема двухвентиляторной СКВ, работающей с рециркуляцией воздуха. В отличие от прямоточной системы СКВ наружный воздух, поступающий в кондиционер, смешивается с рециркуляционным воздухом. Далее смешанный воздух проходит такую же тепловлажностную обработку, как и в прямоточной системе.

Процесс обработки воздуха в кондиционере для системы с рециркуляцией показан на рис. 6.2 (штриховые линии). В режиме

---

* Принимаем, что воздухонагреватель установлен по ходу воздуха до вентилятора.

для теплого периода года воздух, подаваемый по рециркуляционному воздуховоду, нагревается в нем и вентиляторе *12* (рис. 6.1) от параметров точки *В* до параметров точки *Р*, а затем смешивается с наружным воздухом (параметры точки *Н*). Полученная смесь воздуха с параметрами точки *С* обрабатывается в оросительной камере и в воздухонагревателе второго подогрева аналогично описанному для систем, работающих без рециркуляции.

Процесс обработки воздуха, изображенный на *h*, *d*-диаграмме при расчетном режиме для холодного периода года, протекает в следующей последовательности (см. рис. 6.2,*а*, штриховая линия). Наружный воздух (точка *Н*) смешивается с рециркуляционным (точка *В*). Полученная смесь (точка *С*) нагревается в воздухонагревателе первого подогрева до температуры, соответствующей точке $К_1$, и затем увлажняется в оросительной камере до состояния, определяемого точкой *О*. Увлажненный воздух нагревается в воздухонагревателе второго подогрева от параметров точки *П'* до параметров точки *П* и подается в обслуживаемое помещение.

В схеме со второй рециркуляцией (штрихпунктирная линия на рис. 6.1 и 6.4) часть рециркуляционного воздуха используется для второго подогрева воздуха, прошедшего через оросительную камеру. Это позволяет снизить расходы теплоты и холода соответственно в холодный и теплый периоды года. Однако такая схема обработки воздуха неприемлема при малых значениях углового коэффициента на *h*, *d*-диаграмме, когда луч процесса изменения состояния воздуха не пересекает кривую $\varphi = 100\%$ или пересекает ее в области отрицательных температур. Автоматическое регулирование схемы достаточно сложное, требующее одновременного (синхронного) управления тремя воздушными кранами (*К8*, *К9* и *К10* на рис. 6.1). Поэтому при наличии второй рециркуляции регулирование количества рециркуляционного воздуха, подаваемого за оросительной камерой, производится ручным клапаном *К10*, переключаемым посезонно.

6.3. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ МНОГОЗОНАЛЬНЫЕ СКВ

Применение многозональных СКВ целесообразно для обслуживания больших помещений с неравномерно расположенными источниками тепло- и влаговыделений, а также для обслуживания группы небольших помещений. Системы могут работать на наружном воздухе и с рециркуляцией в зависимости от санитарно-гигиенических соображений. Многозональные системы более экономичны, чем отдельные системы для каждой зоны или каждого помещения. Вместе с тем многозональные системы не могут обеспечить такую же высокую точность поддержания заданных параметров воздуха в помещении (температура или относительная влажность), как при отдельных СКВ. Основное отличие многозональных одноканальных СКВ от однозональных состоит в том, что вместо одного центрального воздухонагревателя второго подогрева в многозональных СКВ для каждого отдельного помеще-

ния или для каждой зоны большого помещения устанавливается индивидуальный (зональный) воздухонагреватель.

Режим работы зональных нагревателей задается терморегуляторами, установленными в обслуживаемых помещениях. Терморегуляторы могут быть заменены влагорегуляторами, если в помещениях требуется поддерживать на заданном уровне относительную влажность.

Принципиальная схема центральной многозональной одноканальной СКВ и построение процессов обработки воздуха на h, d-диаграмме приведены на рис. 6.4 и 6.5.

Работа СКВ на наружном воздухе в теплый период года протекает следующим образом (рис. 6.5,*б*). Наружный воздух (точка H на h, d-диаграмме) поступает в кондиционер, очищается в фильтре и охлаждается в оросительной камере до параметров, характеризуемых точкой O. В вентиляторе и воздуховодах происходит его подогрев до параметров точки $П'$, затем он поступает к зональным нагревателям *9*, *14*, *15*, где при необходимости догревается до требуемых параметров (точки $П_1$—$П_3$), чтобы обеспечить заданный микроклимат в различных помещениях (точки B_1—B_3).

В холодный период года (рис. 6.5,*а*) обработка наружного воздуха (точка H) в кондиционере осуществляется так же, как при однозональной прямоточной СКВ (процесс $НКО$ в h, d- диаграмме). По выходе из кондиционера воздух подается к местным подогревателям *9*, *14*, *15*, в которых нагревается до температуры требуемой для каждого помещения (точки $П_1$—$П_3$).

Терморегуляторы *Т1—Т3*, установленные в каждом помещении, воздействуя на клапаны *К6*, *К11*, *К12*, регулирующие подачу теплоносителя в соответствующие зональные нагреватели, поддерживают требуемые параметры воздуха в помещениях (точки B_1—B_3). Центральные многозональные СКВ, работающие с рециркуляцией воздуха (штриховая линия на рис. 6.4), применяются в тех же случаях, что и прямоточные многозональные СКВ, если по санитарно-гигиеническим требованиям допустимо использование рециркуляционного воздуха. Обычно в СКВ, работающих с рециркуляцией, осуществляют переменное соотношение между количествами наружного и рециркуляционного воздуха, подаваемого в помещение.

Обработка воздуха в кондиционере (рис. 6.5,*а*) осуществляется так же, как и в однозональной СКВ с первой рециркуляцией. Отличается лишь схема регулирования температуры воздуха, подаваемого в обслуживаемые помещения: она идентична схеме для прямоточной многозональной СКВ, так как в рассматриваемой СКВ также вместо центрального воздухонагревателя второго подогрева установлены зональные. СКВ с двумя рециркуляциями может быть получена, если ее дополнить вторым каналом для подачи части воздуха за оросительную камеру (штрихпунктирная линия на рис. 6.4) и регулирующим клапаном *К10*, выполненным, как правило, с ручным управлением.

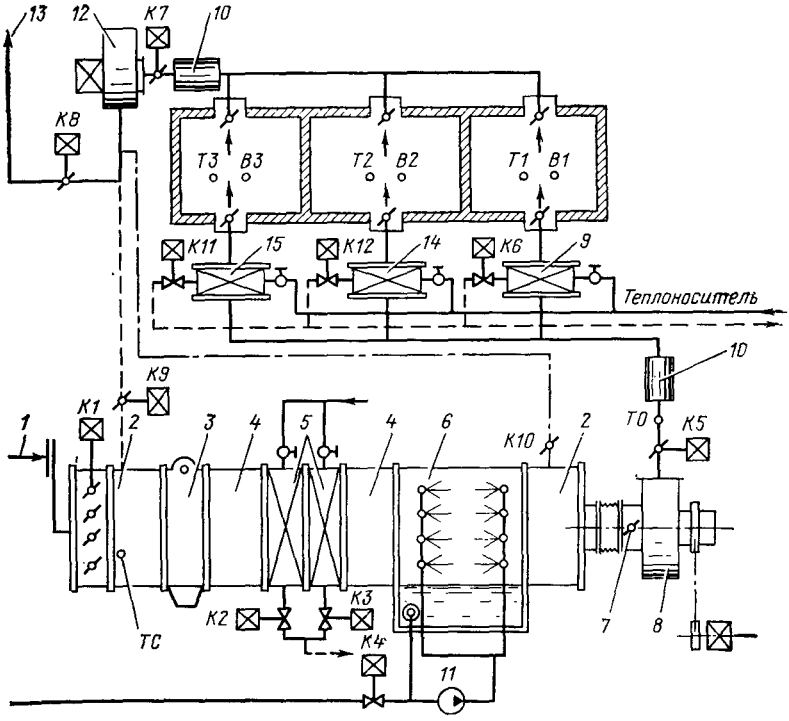


Рис. 6.4. Принципиальная схема многозональной одноканальной СКВ, работающей на наружном воздухе (сплошные линии) или с рециркуляцией:

1 — воздухозаборное устройство; *2* — смесительная камера; *3* — фильтр; *4* — секция обслуживания; *5* — секция воздухонагревателей первого подогрева; *6* — оросительная камера; *7* — направляющий аппарат; *8* — приточный вентилятор; *9, 14, 15* — зональные подогреватели; *10* — шумоглушитель; *11* — насос; *12* — вытяжной вентилятор; *13* — воздуховод; — — —, —·—·— первый и второй рециркуляционные каналы

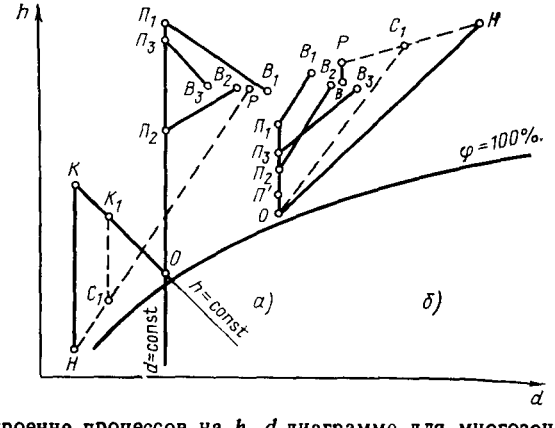


Рис. 6.5. Построенне процессов на *h, d*-диаграмме для многозональной одноканальной СКВ при работе на наружном воздухе (сплошные линии) и с первой рециркуляцией (штриховые линии):

а — холодный период; *б* — теплый период

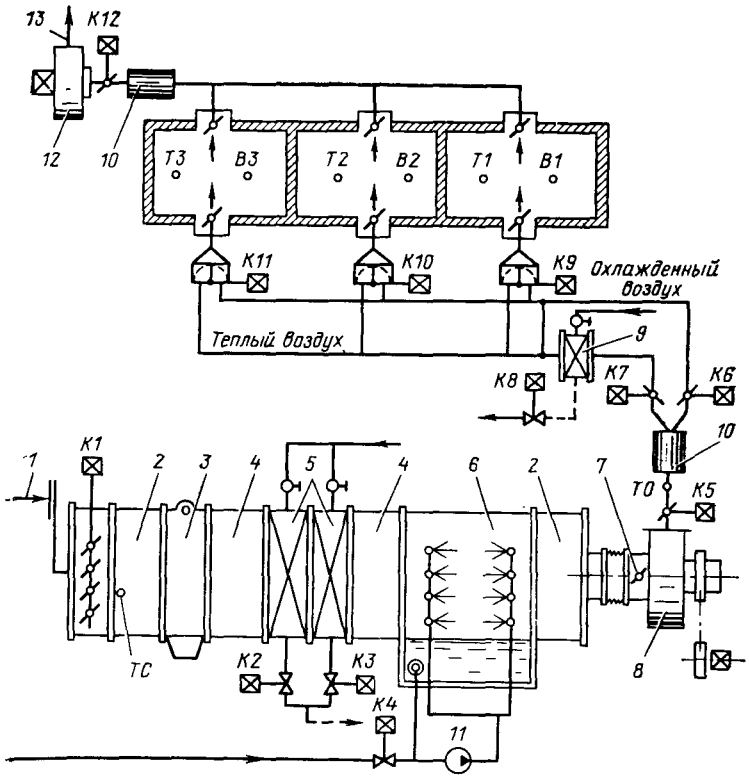


Рис. 6.6. Принципиальная схема прямоточной многозональной двухканальной СКВ:

1 — воздухозаборная решетка; *2, 4* — камеры обслуживания; *3* — фильтр; *5* — секции воздухонагревателей первого подогрева; *6* — оросительная камера; *7* — направляющий аппарат; *8* — приточный вентилятор; *9* — секции воздухонагревателей второго подогрева; *10* — шумоглушитель; *11* — насос; *12* — вытяжной вентилятор; *13* — воздуховод

Центральные многозональные двухканальные СКВ (рис. 6.6) имеют ту же область применения, что и многозональные одноканальные СКВ с местными нагревателями. Воздух, прошедший тепловлажностную обработку в кондиционере, поступает к обслуживаемым помещениям по двум воздуховодам. По одному подается холодный воздух, вышедший непосредственно из кондиционера, по другому — теплый, подогретый в воздухонагревателе второго подогрева *9*.

Температура воздуха в каждом помещении регулируется комнатными терморегуляторами *T1—T3*, управляющими смесительными клапанами *K9, K10, K11*, которые изменяют соотношение количества теплого и холодного воздуха в подаваемой смеси.

Двухканальные СКВ бывают прямоточные и с использованием рециркуляции. На рис. 6.6 изображена прямоточная СКВ. В рас-

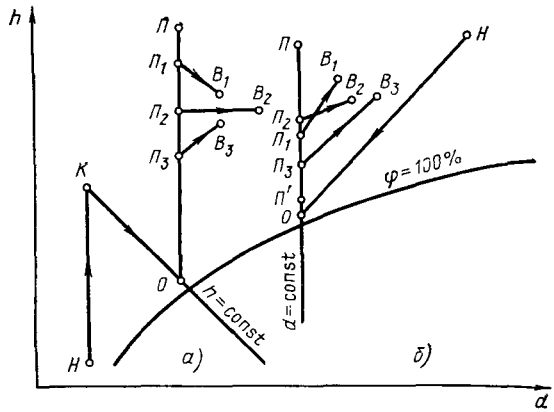


Рис. 6.7. Построение на *h*, *d*-диаграмме процессов обработки воздуха для прямоточной многозональной двухканальной СКВ

четных условиях теплого периода года наружный воздух с параметрами, соответствующими точке *Н* на *h*, *d*-диаграмме (рис. 6.7,*б*), засасывается в кондиционер, проходит через воздушный фильтр и затем охлаждается и осушается в оросительной камере до параметров точки *О*. После вентилятора с учетом подогрева в вентиляторе и воздуховодах до параметров точки *П'* часть воздуха поступает в канал холодного воздуха; другая часть — к воздухонагревателю второго подогрева *9*, установленному в канале теплого воздуха, где он нагревается до параметров точки *П*. В смесительных клапанах *К9*, *К10*, *К11* холодный и подогретый воздух смешивается до параметров, соответствующих точкам $П_1$—$П_3$, с которыми он поступает в помещения, где, ассимилируя тепло- и влаговыделения, приобретает параметры, соответствующие точкам $В_1$—$В_3$.

При расчетных условиях холодного периода года наружный воздух с параметрами точки *Н* (рис. 6.7,*а*) подогревается в калорифере первого подогрева до параметров точки *К*, увлажняется в оросительной камере и приобретает параметры точки *О*. Затем часть воздуха подогревается в воздухонагревателе второго подогрева *9* (точка *П*) и поступает в канал теплого воздуха, а остальная часть — в канал холодного воздуха. Приготовленный в смесительных клапанах воздух с параметрами, соответствующими точкам $П_1$—$П_3$, поступает в помещения, где приобретает заданные параметры (точки $В_1$—$В_3$ на *h*, *d*-диаграмме).

Двухканальная СКВ с рециркуляцией воздуха работает по аналогичной схеме. Преимущества двухканальных СКВ по сравнению с одноканальными следующие: отсутствие вблизи помещений теплообменников, трубопроводов; в переходное время года возможно максимальное использование холода наружного воздуха; хорошее сочетание с работой систем отопления (это особенно важно при оборудовании СКВ существующих зданий).

К недостаткам двухканальных СКВ относятся повышенные капиталовложения на устройство двух параллельных воздуховодов, их изоляцию, сложность прокладки как в существующих, так и во вновь проектируемых зданиях.

6.4. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ВОДОВОЗДУШНЫЕ СКВ

В системах кондиционирования воздуха большой производительности воздуховоды получаются протяженными и с большими сечениями. Последнее характерно даже для СКВ высокого давления, где скорости движения воздуха в воздуховодах весьма значительны. Поэтому для кондиционирования воздуха помещений в многоэтажных и многокомнатных зданиях применяются центральные водовоздушные СКВ с кондиционерами-доводчиками вентиляторного или эжекционного типа, устанавливаемыми в каждом помещении (рис. 6.8).

Центральный кондиционер *1* обрабатывает только наружный воздух по схеме, аналогичной приведенной на рис. 6.1. В холодный период воздух проходит через фильтр, затем нагревается в калорифере и увлажняется в оросительной камере. В теплый период воздух фильтруется, охлаждается и осушается.

В кондиционируемые помещения для обработки рециркуляционного воздуха подается тепло- и хладоноситель. Снабжение конди-

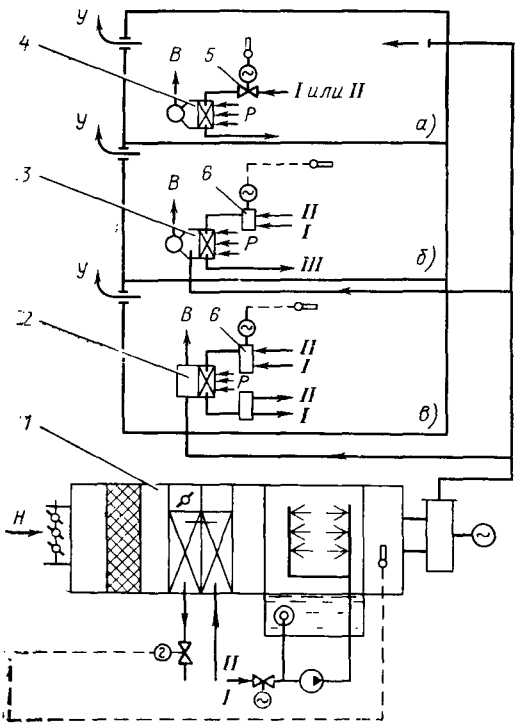


Рис. 6.8. Принципиальная схема водовоздушной СКВ:
а — с вентиляторным кондиционером-доводчиком, работающим на рециркуляционном воздухе и присоединенным по двухтрубной схеме; *б* — то же, работающим на смесн первичного и рециркуляционного воздуха и присоединеиным по трехтрубной схеме; *в* — с эжекционным кондиционером-доводчиком, присоединенным по четырехтрубной схеме; *1* — центральный кондиционер наружного воздуха; *2* — эжекционный кондиционер-доводчик; *3* и *4* — вентиляторные кондиционеры-доводчики; *5* — проходной клапан; *6* — смесительный клапан; *I* — теплопровод; *II* — холодопровод; *III* — общий обратный трубопровод; *В* — воздух, подаваемый доводчиком; *Н* — наружный воздух; *Р* — рециркуляционный воздух; *У* — воздух, удаляемый из помещения

ционеров-доводчиков горячей и холодной водой осуществляется по двух-, трех- и четырехтрубным схемам.

Двухтрубная схема может работать с подачей в теплообменники группы доводчиков или теплоносителя, или хладоносителя. Трех- и четырехтрубные схемы позволяют подавать тепло- или хладоноситель в любой доводчик. Недостатком трехтрубной схемы является смешивание тепло- и хладоносителя с различными температурами в общем обратном трубопроводе.

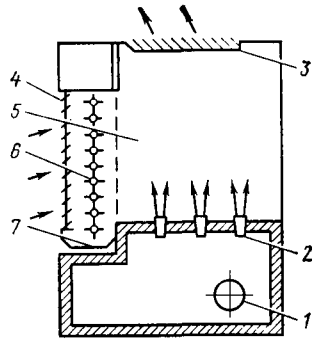


Рис. 6.9. Схема эжекционного доводчика

В проектируемых водовоздушных СКВ среднего давления рекомендуются к применению эжекционные кондиционеры-доводчики (ЭКД) типов КНЭ-V0,8А и КНЭ-V1,2.

Работа эжекционного доводчика протекает следующим образом (рис. 6.9). Обработанный в центральном кондиционере воздух подается в звукоизолированную часть эжекционной коробки *1* и далее поступает через эжектирующие сопла *2* в смесительную камеру *5*. Туда же из помещения через теплообменник *6* подсасывается воздух, где он нагревается или охлаждается в зависимости от режима работы системы кондиционирования (теплый или холодный период года). Воздушная смесь поступает из камеры *5* в помещение через воздуховыпускную решетку *3*.

Регулирование параметров воздуха в помещении осуществляется изменением соотношения рециркуляционного и приточного воздуха путем открытия или прикрытия жалюзийной решетки *4*. Температура воздуха на притоке в смесительную камеру регулируется изменением количества воды, поступающей в теплообменник *6*. Если последний работает как воздухоохладитель, на его поверхности может выпадать из воздуха конденсат. Для сбора и удаления конденсата предусмотрен поддон *7*.

Методика расчета водовоздушных СКВ с ЭКД приведена в [15].

Глава седьмая

ВЫБОР И РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КТЦ2

7.1. СХЕМЫ И КОМПОНОВКА ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КТЦ2

Харьковский завод «Кондиционер» выпускает с 1983 г. типовые центральные кондиционеры КТЦ2 номинальной производительностью по воздуху 10; 20; 31,5; 40; 63; 80; 125; 160; 200 и

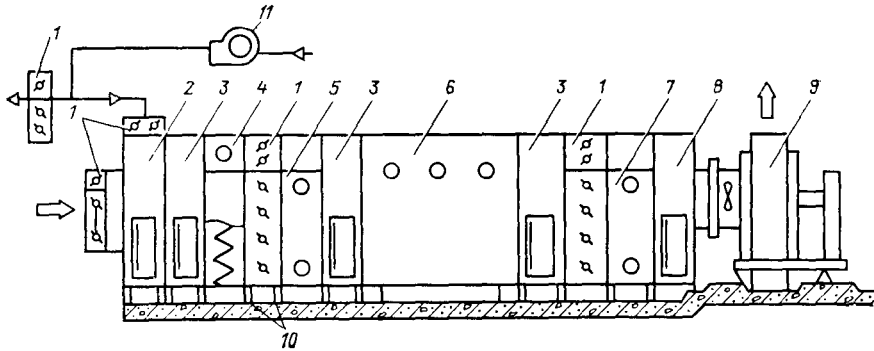


Рис. 7.1. Общая схема центрального кондиционера КТЦ2 из типовых секций:
1 — воздушные клапаны; *2* — смесительная секция; *3* — секция обслуживания; *4* — секция фильтров; *5* — воздухонагреватель первого подогрева; *6* — оросительная камера; *7* — воздухонагреватель второго подогрева; *8* — переходная секция к вентилятору; *9* — вентилятор; *10* — опора (подставка); *11* — вентилятор рециркуляционного воздуха

250 тыс. м³/ч. В соответствии с этим они обозначаются КТЦ2-10; КТЦ2-20 и т. д.

Кондиционеры компонуются из следующих типовых секций (элементов оборудования): камер орошения; блоков тепломассообмена; воздухонагревателей; воздушных фильтров; вентиляторных агрегатов; вспомогательного оборудования (камер обслуживания, воздушных камер, приемных и присоединительных блоков).

Общий вид кондиционера КТЦ2 приведен на рис. 7.1, где указаны отдельные элементы и детали установки.

Выпуск кондиционеров производится по восьми базовым (основным) схемам компоновки. В базовых схемах 1—6 применяется минимальное количество оборудования, а отличие их заключается лишь в применении разных конструктивных узлов кондиционера (приемный блок, воздушный фильтр, устройство для тепловлажностной обработки воздуха).

На рис. 7.2 показана базовая схема 1 для кондиционеров КТЦ2-63 и КТЦ2-80. Базовые схемы, если этого требуют проектные решения, могут быть модифицированы путем дополнительной комплектации воздухонагревателями, камерами обслуживания, клапанами. Если кондиционеры с базовыми схемами не могут обес-

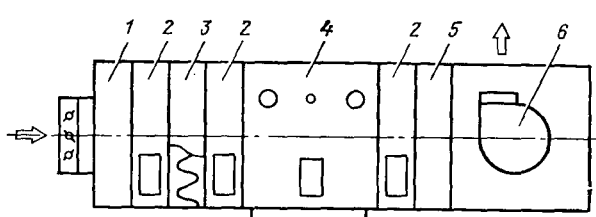


Рис. 7.2. Базовая схема 1:
1 — приемный блок; *2* — камера обслуживания; *3* — воздушный фильтр; *4* — оросительная камера; *5* — блок присоединительный; *6* — вентиляционный агрегат одностороннего всасывания

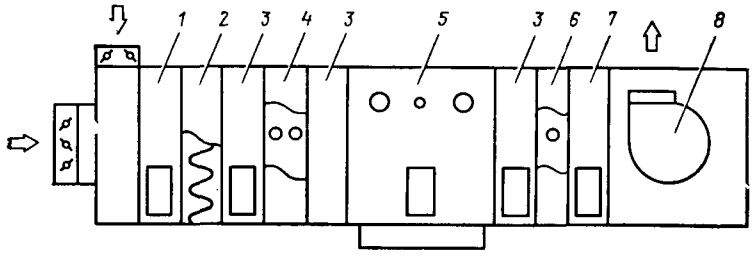


Рис. 7.3. Базовая схема 7:

1 — приемный блок; *2* — воздушный фильтр; *3* — камера обслуживания; *4* — двухрядный воздухонагреватель ВП; *5* — оросительная камера ОКФ; *6* — однорядный воздухонагреватель ВН; *7* — присоединительный блок; *8* — вентиляционный агрегат одностороннего всасывания

печить необходимую обработку воздуха, применяют специальные схемы, набор оборудования для которых определяется проектной организацией при разработке СКВ.

На рис. 7.3 показана базовая схема 7 с повышенными удельными воздушными нагрузками (на 25 %), применяемая в тех случаях, когда по условиям эксплуатации кондиционеров требуется увеличение их производительности по воздуху с сохранением габаритных размеров в рамках выпускаемого параметрического ряда аппаратов.

Кондиционеры КТЦ2 базовой схемы 7 изготовляются с максимальной производительностью 12,5; 25; 40; 50; 80; 100 тыс. м³/ч; при этом габаритные размеры кондиционеров для приведенных производительностей соответствуют габаритным размерам кондиционеров: КТЦ2-10; КТЦ2-20; КТЦ2-31,5; КТЦ2-40; КТЦ2-63· и КТЦ2-80. Схема 7 модификаций не имеет.

Базовая схема 8 (рис. 7.4) применяется для кондиционеров КТЦ2-10 и КТЦ2-20. С целью экономии топливно-энергетических ресурсов в этой схеме установлен теплообменник-утилизатор, что позволяет использовать теплоту вентиляционных выбросов для подогрева наружного воздуха.

Узел теплоутилизации включает в себя четыре ряда оребренных элементов, набираемых из базовых теплообменников.

Теплоотдающая поверхность аппаратов для кондиционеров КТЦ2-10 и КТЦ2-20 соответственно составляет 60,4 и 120,8 м².

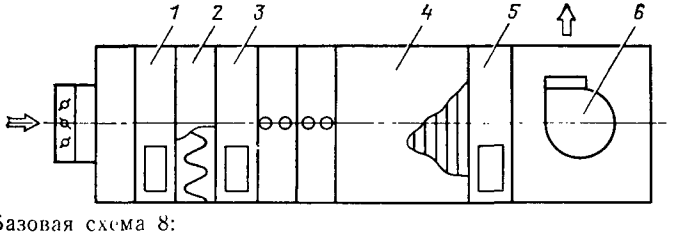


Рис. 7.4. Базовая схема 8:

1 — приемный блок; *2* — воздушный фильтр; *3* — камера обслуживания; *4* — узел теплоутилизации; *5* — присоединительный блок; *6* — вентиляционный агрегат одностороннего всасывания

Базовая схема 8 имеет модификации, полученные путем доукомплектования первого подогрева воздухонагревателя без обводного канала (до 12 рядов включительно). Теплоносителем в аппарате служат незамерзающие растворы солей и гликолей с соответствующими антикоррозийными добавками. Максимальное давление теплоносителя 1,2 МПа, аэродинамическое сопротивление: в сухом режиме 200 кПа, в режиме с влаговыделением 270 кПа.

Следует иметь в виду, что в СКВ возможно применение и других теплоутилизационных устройств, подробное описание которых дано в § 7.7 и 7.8.

7.2. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ ВН И ВНО

Воздухонагреватели предназначены для подогрева воздуха в кондиционерах. Теплоносителем служит горячая вода с расчетной температурой 95—180 °С и давлением до 1,2 МПа. Воздухонагреватели изготовляются без обводного канала (ВН) и с обводным каналом или клапаном (ВНО).

Для любого кондиционера КТЦ2 воздухонагреватели комплектуются из базовых теплообменников, представляющих собой биметаллические элементы с одним и двумя рядами (рис. 7.5). Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателей однорядных типов ВН и ВНО не более 36,9 и 53,2 Па, двухрядных соответственно не более 60,1 и 89,3 Па.

Технические характеристики базовых теплообменников, воздухонагревателей ВН и ВНО приведены в табл. 7.1—7.3 по данным Руководящего материала по типовым центральным кондиционерам КТЦ2.

Таблица 7.1. **Техническая характеристика базовых теплообменников**

Высота теплообменника, м	Число рядов	Число ходов	Число трубок в ходе, шт.	Теплоотдающая поверхность, м²	Живое сечение хода, 10^3 м²	Общее число трубок, шт.	Длина трубок, мм	Масса, кг
1,0	1	4	5—6	11,95	1,48	23	828	75
	2		10—12	23,90	2,96	46		110
	1		5—6	23,90	1,48	23	1655	110
	2		10—12	47,80	2,96	46		180
1,25	1	6	4—5	15,10	1,23	29	828	95
	2		8—10	30,20	2,46	58		135
	1		4—5	30,20	1,23	29	1655	135
	2		8—10	60,40	2,46	58		225
1,5	1	6	5—6	36,40	1,48	35	1655	165
	2		10—12	72,80	2,96	70		275
2,0	1	8	5—6	48,90	1,48	47		220
	2		10—12	97,80	2,96	94		360

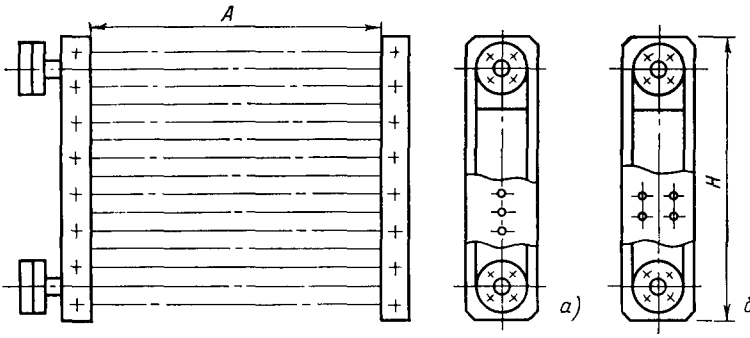


Рис. 7.5. Базовый теплообменник:
а — однорядный; *б* — двухрядный; *А* — длина трубок (см. табл. 7.1); *Н* — высота теплообменника

Таблица 7.2. Техническая характеристика воздухонагревателей ВН

Тип кондиционера	Число рядов	Число базовых теплообменников высотой, м				Теплоотдающая поверхность, м²	Площадь фронтального сечения, м²	Масса, кг, не более
		1	1,25	1,5	2			
КТЦ2-10	1 2	—	1	—	—	15,1 30,2	1,03	120 170
КТЦ2-20	1 2	—	1	—	—	30,2 60,4	2,07	170 260
КТЦ2-31,5	1 2	—	—	—	1	48,9 97,8	3,31	260 410
КТЦ2-40	1 2	1	—	1	—	60,3 120,6	4,14	320 510
КТЦ2-63	1 2	—	—	—	2	97,8 195,6	6,62	510 830
КТЦ2-80	1 2	2	—	2	—	120,6 241,2	8,28	640 1020
КТЦ2-125	1 2	—	—	—	4	195,6 391,2	13,24	1020 1640
КТЦ2-160	1 2	—	—	4	2	243,4 486,8	16,56	1260 2050
КТЦ2-200	1 2	—	—	—	6	293,4 586,8	19,86	1630 2580
КТЦ2-250	1 2	—	—	6	3	365,1 730,2	24,84	2000 3250

Таблица 7.3. **Техническая характеристика воздухонагревателей ВНО**

Тип кондиционера	Число рядов	Число базовых теплообменников высотой, м				Теплоотдающая поверхность, м²	Площадь фронтального сечения, м²	Масса, кг, не более
		1	1,25	1,5	2			
КТЦ2-10	1 2	1	—	—	—	11,95 23,9	0,82	90 125
КТЦ2-20	1 2	1	—	—	—	23,9 47,8	1,65	130 200
КТЦ2-31,5	1 2	—	—	1	—	36,4 72,8	2,47	185 305
КТЦ2-40	1 2	—	—	—	1	48,9 97,8	3,31	250 405
КТЦ2-63	1 2	—	—	2	—	72,8 145,6	4,94	370 610
КТЦ2-80	1 2	—	—	—	2	97,8 195,6	6,62	500 815
КТЦ2-125	1 2	—	—	4	—	145,6 291,2	9,88	765 1250
КТЦ2-160	1 2	—	—	—	4	195,6 391,2	13,24	1030 1650
КТЦ2-200	1 2	—	—	6	—	218,4 436,8	14,82	1250 1960
КТЦ2-250	1 2	—	—	—	6	293,4 586,8	19,86	1620 2570

Воздухонагреватели применяются в кондиционерах с модификациями базовых схем 1—6, в базовой схеме 7 и специальных схемах; они могут быть также использованы для более глубокого охлаждения воздуха как составная часть блока тепломассообмена БТМ-2 (в модификациях схем 3 и 4).

Основные зависимости, используемые при расчетах воздухонагревателей:

$$Q = Gc'_{\text{в}}(t_2 - t_1)\cdot 10^3 = Wc_{\text{ж}}(\tau_1 - \tau_2)\cdot 10^3 = 0{,}5Fk[(\tau_1+\tau_2)-(t_1+t_2)]; \quad (7.1)$$

$$k = a(v\rho_{\text{в}})^n w^r; \quad (7.2)$$

$$v\rho_{\text{в}} = G/f_{\text{в}}; \quad (7.3)$$

$$v = \frac{W}{10^3 f_{\text{тр}}}; \quad (7.4)$$

$$\Delta p_w = Bw^2, \quad (7.5)$$

Таблица 7.4. Значение коэффициентов a, n, r [10] в формуле (7.2)

Тип воздухонагревателя	a	n	r
Однорядный	35,70	0,406	0,178
Двухрядный	26,90	0,513	0,119

Таблица 7.5. Значение коэффициента B [10] в формуле (7.5)

Число рядов	Высота теплообменника, м			
	1,0	1,25	1,50	2,0
1	9,35 / 12,11	11,57 / 15,70	17,35	22,60
2	19,66 / 22,42	22,59 / 26,73	33,31	44,21

Примечания: 1. Числитель—для трубок длиной 828 мм, знаменатель—для трубок длиной 1655 мм. 2. Базовые теплообменники высотой 1,5 и 2,0 м изготовляются с трубками длиной 1655 мм.

где Q — количество теплоты, расходуемой на нагревание воздуха, Вт; G — расход воздуха, кг/с; $c_в$, $c_ж$ — удельные теплоемкости воздуха и воды, кДж/(кг·К); W — расход горячей воды, кг/с; t_1, t_2 — начальная и конечная температуры воздуха, °С; τ_1, τ_2 — начальная и конечная температуры воды, °С; k — коэффициент теплопередачи воздухонагревателя, Вт/(м²·К); F — площадь поверхности нагрева воздухонагревателя, м²; $v\rho_в$ — массовая скорость воздуха в живом сечении воздухонагревателя, кг/(м²·с); $f_в$ — живое сечение воздухонагревателя, м²; w — скорость воды в трубках воздухонагревателя, м/с; $f_{тр}$ — площадь живого сечения для прохода воды в трубках, м²; Δp_w — гидродинамическое сопротивление воздухонагревателя, кПа; a, n, r, B — опытные коэффициенты [1] (табл. 7.4 и 7.5).

Приведенные выше формулы теплового расчета могут быть непосредственно использованы для однорядных воздухонагревателей.

В существующих схемах обвязки воздухонагревателей число рядов трубок теплоотдающей поверхности по ходу движения воздуха изменяется от 1 до 6.

Различные компоновки теплообменников по воздуху и теплоносителю требуют введения в расчеты воздухонагревателей поправочных коэффициентов или применения номограмм [2, 18].

7.3. ОРОСИТЕЛЬНЫЕ КАМЕРЫ ОКФ И ОКС-2

Оросительные камеры представляют собой устройства, в которых происходит термовлажностная обработка воздуха разбрызгиваемой водой для сообщения ему заданных температуры и влажности.

[1] Руководящий материал по типовым центральным кондиционерам КТЦ2.

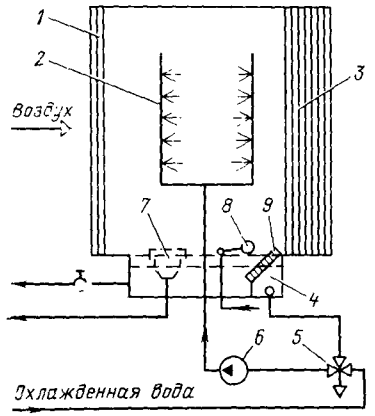


Рис. 7.6. Принципиальная схема оросительных камер ОКФ номинальной пропускной способностью 31,5; 40,0; 63,0; 80,0 тыс. м³/ч:
1 – воздухораспределитель; *2* – стояки с форсунками ШФ5/9; *3* – каплеуловитель; *4* – поддон; *5* – регулирующий клапан; *6* – циркуляционный насос; *7* – переливное устройство; *8* – шаровой клапан; *9* – фильтр для воды

Кондиционеры КТЦ2 комплектуются оросительными камерами ОКФ и ОКС-2.

Оросительные камеры ОКФ служат для *изоэнтальпийного* или политропного процесса обработки воздуха и применяются в кондиционерах КТЦ2 производительностью от 10 до 250 тыс. м³/ч воздуха базовых схем 1, 2, 5, 6 и их модификаций и в схеме 7 для КТЦ2 производительностью 10 и 20 тыс. м³/ч, а также в кондиционерах со специальными схемами компоновки оборудования.

На рис. 7.6 показана принципиальная схема оросительной камеры ОКФ. Воздух, поступающий в камеру, подвергается обработке мелко распыленной в форсунках водой. В зависимости от температуры последней воздух приобретает нужные параметры.

Вода собирается в поддон и, пройдя через фильтры, целиком или частично (в зависимости от периода года) поступает к циркуляционному насосу. Подпиточное устройство с помощью шарового клапана поддерживает нужный уровень воды в баке (поддоне), а избыток ее через переливную трубу стекает в дренаж.

Оросительная система камеры состоит из двух рядов тангенциальных широкофакельных форсунок ШФ5/9, установленных с различной плотностью в каждом ряду. Первый ряд форсунок по ходу воздуха имеет бо́льшую плотность и распыляет воду по пото-

Таблица 7.6. **Техническая характеристика камер орошения ОКФ [10]**

Характеристика	Тип							
	КТЦ2-10		КТЦ2-20		КТЦ2-31,5		КТЦ2-40	
	1	2	1	2	1	2	1	2
Количество стояков:								
в первом ряду	3		5		5		5	
Всего	6		10		10		10	
Количество форсунок:								
в одном стояке первого ряда	8	10	8	10	11	16	15	21
в первом ряду	24	30	40	50	55	80	75	105
в одном стояке второго ряда	6	8	6	8	8	11	11	15
во втором ряду	18	24	30	40	40	55	55	75
Масса, кг, не более	504		770		1530		1730	

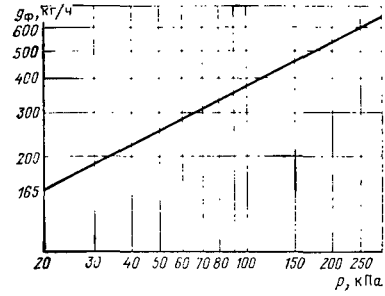


Рис. 7.7. Расходная характеристика форсунки ШФ5/9

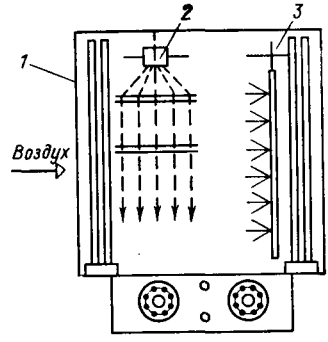


Рис. 7.8. Принципиальная схема оросительных камер ОКС-2 номинальной пропускной способностью 31,5; 40,0; 63,0; 80 тыс. м³/ч:
1 — сетки; *2* — политропная система орошения; *3* — изоэнтальпийная система орошения

ку, второй — против потока воздуха. Скорость движения воздуха в любой точке живого сечения камеры не должна превышать 3 м/с.

Оросительные камеры изготовляются в двух исполнениях, отличающихся общим количеством форсунок.

Аэродинамическое сопротивление камеры не более 160 Па.

Форсунки типа ШФ5/9 имеют диаметр входного канала 5, а диаметр выходного сопла 9 мм, что снижает возможность засорения форсунки. Расходная характеристика форсунки ШФ5/9 приведена на рис. 7.7. Форсунки устойчиво работают при давлении воды 20 кПа и более.

Технические данные камер ОКФ приведены в табл. 7.6.

Оросительные камеры ОКС-2 предназначены для политропного и *изоэнтальпийного* процессов обработки воздуха водой. Оросительная часть камеры имеет две системы обработки воздуха

кондиционера

КТЦ2-63		КТЦ2-80		КТЦ2-125		КТЦ2-160		КТЦ2-200		КТЦ2-250	
1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
11 22		11 22		22 44		22 44		32 64		32 64	
11	16	15	21	11	16	15	21	11	16	15	21
121 8	176 11	165 11	231 15	242 8	352 11	330 11	462 15	352 8	512 11	480 11	672 15
88	121	121	165	176	242	242	330	256	352	352	480
2700		3000		4000		5200		5400		6800	

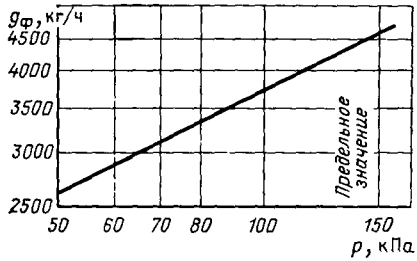


Рис. 7.9. Расходная характеристика форсунки УЦ14-10×15

(рис. 7.8); первая система предназначена для политропных процессов. Она оборудована форсунками УЦ14-10×15 с диаметром выходного сопла 14 мм, осуществляющими распыление воды сверху вниз. Распыленная вода попадает на горизонтальную сетку, где происходит ее вторичное дробление; вторая система предназначена для изоэнтальпийного увлажнения воздуха. Она оборудована форсунками ШФ5/9 с диаметром выходного сопла 9 мм. Расходная характеристика форсунок УЦ14-10×15 приведена на рис. 7.9. Аэродинамическое сопротивление камеры не более 160 Па. Скорость движения воздуха в любой точке живого сечения камеры не должна превышать 3,3 м/с.

В баке камеры ОКС-2 расположены сетчатый фильтр, шаровой клапан и переливное устройство с теми же функциями, что и в камере ОКФ.

Конструкция оросительных систем камер ОКС-2 позволяет управлять процессами обработки воздуха до требуемых параметров без применения байпаса.

При изоэнтальпийных процессах это достигается изменением расхода воды через форсунки, при политропных — изменением расхода воды и ее температуры.

Оросительные камеры ОКС-2 характеризуются низким уровнем энергетических затрат на распыление жидкости и выпускаются заводом для кондиционеров КТЦ2-31,5, КТЦ2-40, КТЦ2-63 и КТЦ2-80. Техническая характеристика камеры ОКС-2 приведена в табл. 7.7.

Расчет оросительных камер. Форсуночные оросительные камеры относятся к так называемым контактным аппаратам, в которых воздух непосредственно соприкасается с водой.

Подробное описание преимуществ и недостатков камер приведены в [2]. Технические и экономические показатели форсуночных

Таблица 7.7. Техническая характеристика камер орошения ОКС-2 [10]

Тип кондиционера (для базовой схемы 7)	Система обработки воздуха		Масса, кг (не более)
	изоэнтальпийная	политропная	
	Число форсунок		
КТЦ2-31,5	55	24	1390
КТЦ2-40	75	30	1575
КТЦ2-63	121	48	2460
КТЦ2-80	165	60	2805

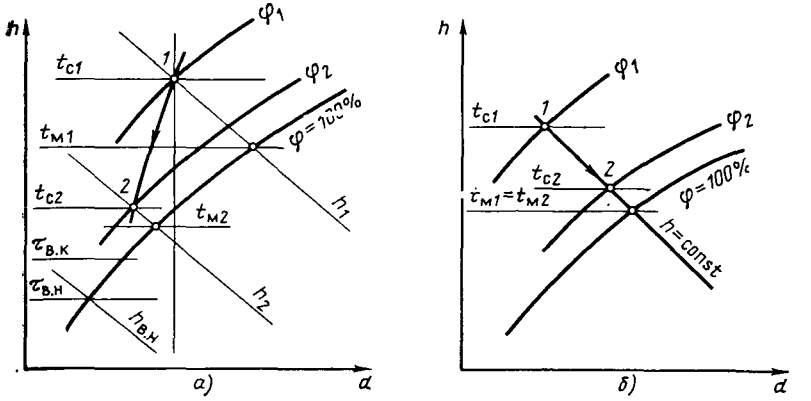


Рис. 7.10. К расчету оросительных камер:
а — политропный процесс с понижением энтальпии и осушением воздуха; *б* — процесс изоэнтальпийного увлажнения

оросительных камер, как правило, оправдывают широкое распространение их в СКВ.

В настоящее время известен ряд методов теплового расчета форсуночных камер как чисто аналитических, так и базирующихся на проведенных экспериментальных исследованиях камер.

Режимы работы оросительных камер в теплый и холодный периоды года резко отличаются. Характерным для теплого периода года является политропный процесс охлаждения и осушки воздуха.

В холодный период года происходит изоэнтальпийное увлажнение и охлаждение воздуха, поступающего в камеру.

Характерные схемы изменения состояния воздуха при его тепловлажностной обработке в теплый и холодный периоды года показаны на рис. 7.10.

Для политропных процессов и при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду уравнение теплового баланса оросительной камеры имеет вид:

$$G(h_1 - h_2) = c_ж W(\tau_{в.к} - \tau_{в.н}), \qquad (7.6)$$

откуда

$$B = \frac{W}{G} = \frac{h_1 - h_2}{c_ж(\tau_{в.к} - \tau_{в.н})}, \qquad (7.7)$$

где $c_ж$ — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); G — количество воздуха, проходящее через камеру орошения, кг/ч; W — расход воды через форсунки, кг/ч; h_1 и h_2 — начальная и конечная энтальпии обрабатываемого воздуха, кДж/кг; $\tau_{в.н}$ и $\tau_{в.к}$ — начальная и конечная температура воды, °С; B — коэффициент орошения воздуха, кг/кг.

В качестве характеристики эффективности тепло- и массообмена в политропных процессах принимается универсальный коэффи-

циент эффективности

$$E' = 1 - \frac{t_{c2} - t_{м2}}{t_{c1} - t_{м1}}, \qquad (7.8)$$

который пригоден для описания расчета всех процессов обработки воздуха в форсуночных камерах.

При изоэнтальпийных процессах $t_{м2} = t_{м1}$ (см. рис. 7.10) и выражение для E' принимает следующий вид:

$$E' = E_a = (t_{c1} - t_{c2}) / (t_{c1} - t_{м1}). \qquad (7.9)$$

Расчет оросительной камеры марки ОКФ. На основании проведенных во ВНИИкондиционер исследований тепло- и массообмена в оросительных камерах для политропного процесса были предложены выражения для энтальпии и температуры воздуха после оросительной камеры:

$$h_2 = h_1 - a(h_1 - h_{вн})[1 - 0{,}000716(h_1 - h_{вн}) + \\ + 0{,}00357(54{,}1 - h_{вн})]; \qquad (7.10)$$

$$t_{c2} = t_{c1} - E_a(t_{c1} - \tau_{в.н}) + 0{,}33(E_a/a - 1)(h_1 - h_2), \qquad (7.11)$$

где h_1 и t_{c1} — начальные энтальпия и температура воздуха, кДж/кг, °С; a — приведенный коэффициент эффективности; $h_{вн}$ — энтальпия насыщенного воздуха у поверхности воды при ее начальной температуре, кДж/кг; E_a — коэффициент эффективности при изоэнтальпийном процессе; $\tau_{в.н}$ — начальная температура воды, °С.

Кроме того, были получены для камер первого и второго исполнения осредненные зависимости a и E_a от коэффициента орошения B:

$$a = 1 - \exp(-0{,}5B^{1{,}15}); \qquad (7.12)$$

$$E_a = 1 - \exp(-1{,}19B^2). \qquad (7.13)$$

По этим уравнениям построен график зависимости коэффициента орошения от коэффициентов эффективности (рис. 7.11).

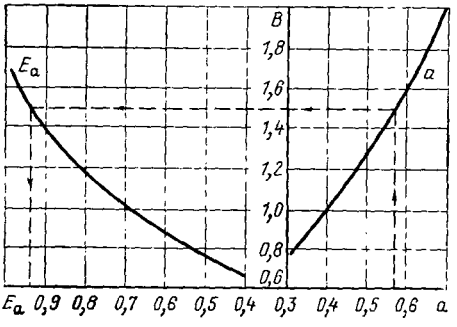


Рис. 7.11. График зависимости коэффициента орошения B от коэффициентов эффективности a и E_a

При проектировании СКВ известными считаются: массовый (или объемный) расход воздуха, его начальное и конечное состояние, конструктивная характеристика камеры.

Искомыми величинами являются расход воды, ее давление перед форсунками и начальная температура.

Ниже приведен рекомендованный в [44] метод расчета оросительной камеры, базирующейся на разработках, выполненных ВНИИкондиционер.

Последовательность расчета:

1. Уточняют числовые значения исходных данных t_{c1}, t_{c2}, h_1, h_2 G*.

2. Задаются $\tau_{в.н}$ (при охлаждении воздуха $h_1 > h_2$ и $\tau_{в.н} < t_{c2}$).

3. По принятому $\tau_{в.н}$ при помощи h, d-диаграммы находят $h_{в.н}$.

4. По (7.10) вычисляют a и на графике (см. рис. 7.11), зная a, находят B и E_a; по формуле (7.11) проверяют правильность значения $\tau_{в.н}$, если оно совпадает с заданным, расчет считается законченным, если не совпадает, задаются новым значением $\tau_{в.н}$ и повторяют расчет.

5. Определяют расход воды W по уравнению (7.7).

6. Находят производительность одной форсунки

$$g_ф = W/n, \tag{7.14}$$

где n — число форсунок в камере для кондиционера данной серии, определяется из табл. 7.6 (характеристика оросительной камеры).

Камеры 1-го исполнения рекомендуется применять при нагреве воздуха и изоэнтальпийном процессе, а камеры 2-го исполнения — при охлаждении воздуха и осушении.

7. Давление воды $p_ф$ перед форсунками находят по расходной характеристике форсунки (см. рис. 7.7).

8. Конечную температуру воды определяют из уравнения теплового баланса камеры

$$\tau_{в.к} = \tau_{в.н} + \frac{h_1 - h_2}{c_ж B}. \tag{7.15}$$

9. Расход холодной воды при охлаждении воздуха определяют по уравнению

$$W_x = W \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{\tau_{в.к} - \tau_{в.х}}. \tag{7.16}$$

10. При изоэнтальпийном процессе охлаждения (и увлажнения) воздуха из уравнения (7.9) определяют E_a и затем по графику рис. 7.11 находят коэффициент орошения B.

11. Далее, как указано выше, находят W, $g_ф$ и $p_ф$.

Пример 7.1. Воздух в количестве $L = 125\,000$ м³/ч с начальными параметрами $t_{c1} = 37$ °С; $h_1 = 74{,}5$ кДж/кг необходимо охладить и осушить по достижении конечных параметров $t_{c2} = 16{,}7$ °С, $h_2 = 47{,}1$ кДж/кг. Минимальная допустимая температура воды после холодильной машины 7 °С.

Следует определить начальную и конечную температуру воды $\tau_{в.н}$, $\tau_{в.к}$, ее массовый расход W, коэффициент орошения B и давление перед форсункой $p_ф$.

Решение. По табл. 7.5 принимаем камеру ОКФ 2-го исполнения с номинальной пропускной способностью по воздуху 125 000 м³/ч и общим числом форсунок $n = 594$ шт.

Принимаем начальную температуру воды $\tau_{в.н} = 9$ °С и по h, d-диаграмме находим $h_{в.н} = 28{,}4$ кДж/кг.

---

* Расшифровка обозначений приводимых величин дана в (7.6) и на рис. 7.10.

По (7.10) вычисляем

$$a=\frac{74,5-47,1}{(74,5-28,4)[1-0,000716(74,5-28,4)+0,00357(54,1-28,4)]}=0,56.$$

По графику рис. 7.11 находим $B=1,5$ и $E_a=0,94$.

По (7.11) вычисляем начальную температуру воды

$$\tau_{в.н}=37-\frac{1}{0,94}\left[37-16,7+0,33\left(\frac{0,94}{0,56}-1\right)(74,5-47,1)\right]=8,9\ °C.$$

Полученное значение $\tau_{в.н}$ очень близко к заданному, поэтому пересчета его не производим.

Массовый расход воды

$$W=\rho BL=1,2\cdot 1,5\cdot 125\,000=225\,000\ кг/ч.$$

Здесь принята плотность воздуха $\rho=1,2$ кг/м^3.

Расход воды через одну форсунку

$$g_ф=W/n=225\,000/594=379\ кг/ч.$$

По расходной характеристике форсунки ШФ5/9 (см. рис. 7.7) находим $p_ф=105$ кПа.

Вычисляем конечную температуру воды (из теплового баланса камеры)

$$\tau_{в.к}=9+\frac{1}{4,17\cdot 1,5}(74,5-47,1)=13,4\ °C.$$

Расход холодной воды при ее температуре $\tau_х=7$ °С

$$W_х=\frac{225\,000(13,4-9)}{13,4-7}=155\,000\ кг/ч.$$

7.4. БЛОКИ ТЕПЛОМАССООБМЕНА БТМ-2

Блоки БТМ-2 предназначены для охлаждения воздуха холодной водой в теплообменниках в теплый период года, для испарительного охлаждения и увлажнения в любое время года оросительной сетью и для нагревания воздуха в теплообменниках в холодное время года. БТМ-2 применяется в кондиционерах КТЦ2-10—КТЦ2-250 в базовых схемах 3 и 4 и их модификациях, а также в специальных схемах компоновки оборудования; он состоит из воздухоохладителя и системы орошения. Воздухоохладитель (воздухонагреватель) имеет по глубине два ряда оребренных теплоотдающих элементов и набирается из базовых теплообменников. Они имеют высоту такую же, как и у воздухонагревателей без обводного канала ВН.

При использовании теплообменников БТМ-2 в качестве воздухонагревателей первого подогрева суммарное количество рядов может быть увеличено до четырех, а при использовании теплообменников в качестве воздухоохладителя — соответственно до восьми. Система орошения состоит из одного ряда широкофакельных

Таблица 7.8. **Техническая характеристика блоков тепломассообмена БТМ-2 [10]**

Тип кондиционера	Число двухрядных базовых теплообменников высотой, м				Число форсунок	Марка насоса	Масса, кг (не более)
	1	1,25	1,5	2			
КТЦ2-10	—	1	—	—	24	К20/30	732
КТЦ2-20	—	1	—	—	40	К45/30	1044
КТЦ2-31,5	—	—	—	1	55	К45/55	1633
КТЦ2-40	1	—	1	—	75		2020
КТЦ2-63	—	—	—	2	121	К90/35	2996
КТЦ2-80	2	—	2	—	165		3572
КТЦ2-125	—	—	—	4	242	К160/30	5171
КТЦ2-160	—	—	4	2	330		6214
КТЦ2-200	—	—	—	6	352	К290/30	7846
КТЦ2-250	—	—	6	3	480		9258

форсунок ШФ5/9. Изоэнтальпийный коэффициент эффективности оросительной системы составляет 0,9—0,95.

Блок БТМ-2 имеет внизу бак с сетчатым фильтром для очистки рециркуляционной воды, подаваемой к форсункам, шаровой клапан для автоматического пополнения бака водой и перелив для поддержания заданного уровня воды в баке.

В качестве теплоносителя для нагрева воздуха в теплообменниках служит горячая вода с расчетной температурой 95—180 °С и давлением 1,2 МПа.

При использовании БТМ-2 в качестве воздухоохладителя хладоносителем служит холодная вода с температурой до 10 °С и давлением до 1,2 МПа.

Аэродинамическое сопротивление блока не более 280 Па.

В табл. 7.8 приведены технические данные блоков. Воздухоохладитель, входящий в состав БТМ-2, работает, как правило, в режиме охлаждения и одновременно осушения воздуха при орошении поверхности.

Площадь наружной поверхности нагрева воздухоохладителя, м², для этого режима работы определяется из выражения

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{п}}}{k_{\text{п}} \Delta t_{\text{ср}}}, \qquad (7.17)$$

где $Q_{\text{п}}$ — количество полной теплоты, передаваемой в аппарате, Вт; $\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя разность температур воздуха и хладоносителя, °С; $k_{\text{п}}$ — коэффициент теплопередачи от воздуха к хладоносителю в режиме охлаждения, сопровождающегося выпадением конденсата на поверхности, Вт/(м²·К).

Значение $\Delta t_{\text{ср}}$ можно определить для инженерных расчетов по выражению, предложенному Е. Я. Соколовым:

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0{,}35(t_{\text{с1}} - \tau_{\text{в.к}}) + 0{,}65(t_{\text{с2}} - \tau_{\text{в.н}}), \qquad (7.18)$$

где t_{c1} и t_{c2} — начальная и конечная температуры воздуха, °С; $\tau_{в.н}$ и $\tau_{в.к}$ — то же для хладоносителя, °С.

Для указанного выше режима охлаждения воздуха коэффициент теплопередачи $k_п$, Вт/(м²·К), определяется из выражения [2]:

для четырехрядного воздухоохладителя

$$k_п = 20{,}8\,(v\rho)^{0{,}23} w^{0{,}37} (\bar{T}_0)^{-0{,}51}; \qquad (7.19)$$

для восьмирядного воздухоохладителя

$$k_п = 16{,}05\,(v\rho)^{0{,}41} w^{0{,}27} (\bar{T}_0)^{-0{,}51}, \qquad (7.20)$$

где v — скорость воздуха, набегающего на воздухоохладитель, м/с; ρ — плотность воздуха, кг/м³; w — скорость хладагента в трубках воздухоохладителя, м/с; $\bar{T}_0 = (t_{c1} - t_{м1})/(t_{c1} - \tau_{в.н})$ — температурный параметр; $t_{м1}$ — температура воздуха по мокрому термометру, °С (см. рис. 7.10).

Как было указано выше, воздухоохладители БТМ-2 имеют до восьми рядов теплоотдающих элементов. Для двухрядного воздухоохладителя при определении $k_п$ следует пользоваться формулой (7.19).

Тепловой расчет оросительной системы БТМ-2 производится по методике, рекомендованной для расчета оросительных камер (см. § 7.2).

7.5. ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Воздушные фильтры предназначены для очистки наружного и рециркуляционного воздуха от пыли.

В системах кондиционирования воздуха применяются сухие воздушные фильтры, а также сетчатые самоочищающиеся масляные фильтры (рис. 7.12 и 7.13).

Работу фильтров характеризуют следующие показатели: 1) эффективность (степень очистки); 2) удельная воздушная нагрузка, м³/(ч·м²); 3) аэродинамическое сопротивление, Па; 4) расход электроэнергии на 1000 м³ воздуха, кВт·ч; 5) стоимость очистки 1000 м³ воздуха.

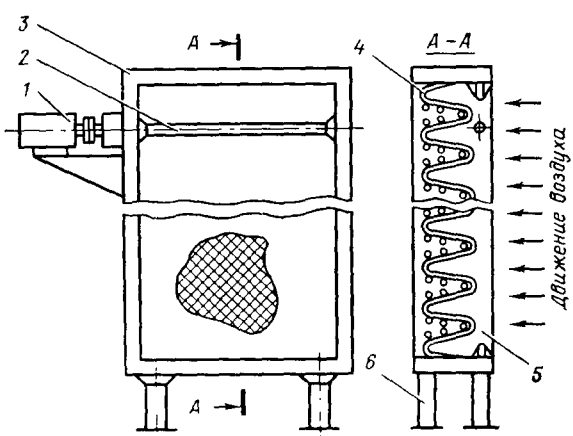


Рис. 7.12. Сухой воздушный фильтр ФР-3:

1 — электропривод; *2* — катушка для сматывания фильтрующего материала; *3* — корпус; *4* — неподвижная решетка; *5* — фильтрующий материал; *6* — подставка

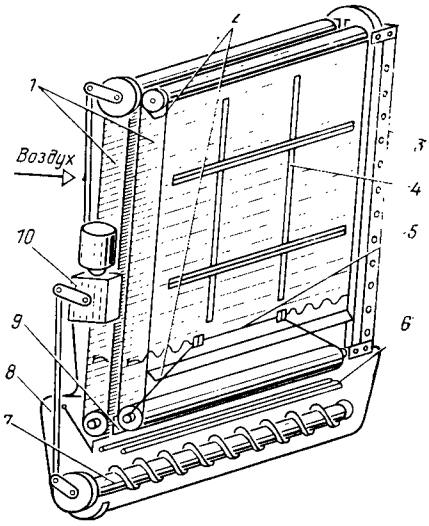


Рис. 7.13. Принципиальная схема масляного самоочищающегося фильтра:
1— металлическая сетка; *2*—маслосъемник; *3*— стойки каркаса фильтра; *4* — ограничитель парусности; *5*— натяжное устройство; *6*—змеевик для подогрева масла; *7* —шнек для очистки бака от шлама; *8*— бак для масла; *9*—промыватель; *10*—привод фильтрующих сеток

Важным показателем для сухих фильтров является их пылеемкость— количество пыли, которое при осаждении в фильтре повышает его сопротивление до заданного (предельного) значения.

Фильтры с сухим фильтрующим материалом могут применяться в кондиционерах практически во всех отраслях народного хозяйства. Масляные фильтры большинству потребителей не подходят вследствие выноса паров масла в обслуживаемое помещение и пожарной опасности. Следовательно, для систем кондиционирования воздуха, где предъявляются жесткие требования к составу воздуха, рекомендуется применять сухие волокнистые фильтры.

Практика эксплуатации показывает, что волокнистые фильтры менее экономичны по сравнению с масляными; так, годовые эксплуатационные расходы для волокнистых фильтров примерно в 1,5 раза выше, чем для масляных. Поэтому в системах кондиционирования воздуха на объектах, где отсутствуют ограничения к составу приточного воздуха и среднегодовая начальная запыленность воздуха до 10 мг/м^3, как правило, следует применять масляные фильтры. Выбор типа фильтра осуществляется на основании технико-экономического расчета.

В типовых центральных кондиционерах КТЦ2 для очистки воздуха от пыли разработаны новые воздушные фильтры. Ниже приведены основные технические показатели этих фильтров по данным «Союзкондиционер».

Воздушные фильтры ФР-5. Фильтры предназначены для очистки воздуха, поступающего в кондиционер, от пыли при среднегодовой запыленности до 1 мг/м^3 и кратковременной запыленности до 10 мг/м^3. Воздух очищается объемным нетканым фильтрующим материалом пониженной горючести ФРНК-ПГ (ФРНК-1) или иглопробивным ИФП-1. Площадь фильтрующего материала в фильтре больше живого сечения кондиционера в 5 раз. Эффективность очистки воздуха составляет не менее 85—90 %. Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра 10 000—12 500 м^3/(ч·м^2). Удельная пылеемкость фильтра до конечного сопротивления 300 Па: не менее 5000 г/м^2 с материалом ФРНК-ПГ (ФРНК-1); не менее 2500 г/м^2 с материалом ИФП-1. Фильтрующий материал необходимо регенерировать не менее 3 раз и использовать повторно. Фильтры ФР-5 не рекомендуется применять для

очистки воздуха от волокнистой пыли. Они могут быть использованы в кондиционерах КТЦ2 базовых схем 1, 2, 3, 4 и 7, модификаций этих схем, а также в кондиционерах со специальными схемами обработки воздуха. Начальное аэродинамическое сопротивление фильтра составляет 55 Па в схемах 1, 2, 3, 4 и 70 Па в схеме 7.

Воздушные фильтры ФР-3. Эти фильтры предназначены для очистки воздуха от атмосферной и технологической волокнистой пыли. Расчетная среднегодовая и кратковременная запыленность воздуха принята такой же, что и для фильтров ФР-5. Фильтрующим материалом служит также ФРНК-ПГ (ФРНК-1), сверху которого укладывается прокладочное полотно, которое может многократно (более 10 раз) очищаться от волокнистой пыли. Эффективность очистки воздуха составляет: для минеральной пыли 85, для волокнистой пыли 98 %. Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра 1000 м³/(ч·м²). Аэродинамическое сопротивление фильтра: начальное 60 Па, конечное до 200 Па. Фильтр применяется в кондиционерах КТЦ2 базовых схем 5 и 6, модификаций этих схем, а также в кондиционерах со специальными схемами обработки воздуха. Фильтры ФР-3 имеют такие же конструктивные размеры, что и фильтры ФР-5, но в отличие от последних у них дополнительно в стенках корпуса выполнены приемные отверстия для присоединения и отсоса волокнистой пыли при наличии пылевытяжной системы. Вытяжная система выбирается производительностью по воздуху 400—500 м³/ч; при этом в фильтре создается разрежение 400—500 Па.

Воздушные фильтры ФС. Масляные самоочищающиеся воздушные фильтры ФС предназначены для очистки воздуха от пыли в кондиционерах со специальными схемами при запыленности до 10 мг/м³. Фильтры не рассчитаны на очистку воздуха от волокнистой пыли. Фильтр состоит из корпуса, двух фильтрующих панелей, шлакоудаляющего устройства и электропривода. Для смачивания фильтрующих панелей применяются следующие сорта масел: если в помещении не допустим запах масла — масло висциновое (температура застывания $t_з = -20$°С); если в помещении допускается запах масла — масло индустриальное И-12А, И-20А (температура застывания $t_з = -30$ °С) и масло приборное МВТ (температура застывания $t_з = -60$ °С).

Эффективность очистки воздуха 80 %. Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение до 10 600 м³/(ч·м²). Начальное аэродинамическое сопротивление фильтра 60 Па, конечное 100 Па. Фильтры просты в эксплуатации, но требуют периодической смены масла в баке.

Периодичность смены масла в баке z, ч, масляного самоочищающегося фильтра

$$z = \frac{\sigma}{K_0 \varepsilon} \frac{V_б}{L} \cdot 10^6, \qquad (7.21)$$

где σ — допустимая концентрация пыли в масле, кг/л; K_0 — начальная запыленность воздуха, мг/м³; ε — коэффициент очистки

фильтра; $V_б$ — полезная емкость бака, л; L — часовой расход воздуха через фильтр, м³/ч.

Коэффициент эффективности очистки воздуха

$$\varepsilon = 1 - K/K_0, \qquad (7.22)$$

где K_0 и K — концентрация пыли до фильтра и после него, мг/м³.

Из (7.22) следует

$$K = K_0(1 - \varepsilon). \qquad (7.23)$$

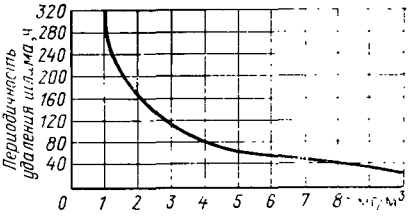


Рис. 7.14. График периодичности удаления шлама из бака фильтра в зависимости от запыленности очищаемого воздуха

В установках кондиционирования воздуха последний после очистки должен иметь $K \leqslant 0{,}25$ мг/м³.

Необходимая площадь фасадного фронтального сечения фильтра для прохода воздуха, м²,

$$F_ф = L/\omega, \qquad (7.24)$$

где L — часовой расход воздуха, м³/ч; ω — удельная нагрузка на фронтальное сечение фильтра, м³/(ч·м²).

Воздушные фильтры ФС-2. Для кондиционеров КТЦ2-31,5 и КТЦ2-40 разработан самоочищающийся воздушный фильтр ФС-2 с непосредственной очисткой масла в системе фильтра. Новая система удаления шлама из бака фильтра позволяет повысить надежность работы системы, существенно снизить эксплуатационные затраты и увеличить время непрерывной работы фильтра.

На рис. 7.14 приведен график периодичности удаления шлама из бака фильтра. Основные технические показатели фильтров ФС-2: применяющиеся сорта масел, эффективность очистки воздуха, аэродинамическое сопротивление, геометрические размеры фильтра такие же, что и у фильтров ФС. Фильтры не предназначены для очистки воздуха от волокнистой пыли. Подробные технические данные и размеры фильтров ФР-5, ФР-3, ФС и ФС-2 приведены в Руководящем материале по типовым центральным кондиционерам КТЦ2 (Союзкондиционер, г. Харьков).

7.6. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ АГРЕГАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОНДИЦИОНЕРОВ

Назначение вентиляторных агрегатов — перемещение воздуха в центральных кондиционерах и коммуникациях к обслуживаемым помещениям. В системах кондиционирования воздуха применяют вентиляторы общего назначения, регламентированные ГОСТ 5976—73 «Вентиляторы радиальные (центробежные) общего назначения». Вентиляторы Ц4-70 применяются для кондиционеров КТЦ2-10; вентиляторы Ц4-76 (различных номеров) — для кондиционеров КТЦ2-20—КТЦ2-125. Все упомянутые вентиляторы одностороннего всасывания.

Вентиляторы Ц4-100 двухстороннего всасывания для кондиционеров КТЦ2-160—КТЦ2-250.

Вентиляторы больших номеров — Ц4-76 и Ц4-100 имеют осевые направляющие аппараты для регулирования режима работы (производительности).

Выбор вентиляторов производится по их аэродинамическим характеристикам. При этом должны быть известны расход воздуха и развиваемое вентилятором давление на преодоление аэродинамического сопротивления кондиционера и сети воздуховодов.

Аэродинамические характеристики вентиляторов приведены в [35]. Вентиляторные агрегаты устанавливаются на виброизолирующее основание.

Мощность на валу электродвигателя вентиляционного агрегата, кВт, потребляемая из сети,

$$N = \frac{pL}{100\eta_в\eta_п}, \qquad (7.25)$$

где p — расчетное давление, создаваемое вентилятором, Па; L — расход воздуха, м³/с; $\eta_в$ — КПД вентилятора [35]; $\eta_п$ — КПД передачи.

Значение $\eta_п$ приведено ниже:

Характеристика передачи	$\eta_п$
Насадка рабочего колеса на вал электродвигателя	1,00
Соединение валов вентилятора и электродвигателя при помощи муфты	0,98
Клиноременная передача	0,95
Передача с помощью плоских ремней	0,90

Воздушные клапаны предназначены для регулирования поступающих в кондиционер наружного или рециркуляционного воздуха и регулирования обвода воздухонагревателей. Допустимая удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение не более 25 000 м³/(ч·м²). Аэродинамическое сопротивление полностью открытого клапана при максимальном расходе воздуха составляет 25 Па.

Приемные блоки изготовляются двух типов — прямоточные (БП) и смесительные (БС). Блоки БП предназначены для приема, регулирования и распределения по живому сечению наружного воздуха, поступающего в кондиционер. Блоки БС предназначены для приема, регулирования, объема, смешивания и распределения по живому сечению смеси наружного и рециркуляционного воздуха, поступающего в кондиционер. Воздушные клапаны приемных блоков имеют электрический или пневматический привод. Аэродинамическое сопротивление приемных блоков БП и БС составляет не более 25 Па.

Камеры обслуживания (КО) применяются для формирования, а камеры воздушные (ВК) для смешения воздушных потоков и обслуживания присоединенного оборудования (воздушных фильтров, камер и др.).

Присоединительные блоки обеспечивают вход воздуха в вентиляторные агрегаты. Все секции кондиционера, за исключением камер, устанавливаются на опоры. Подробное описание и чертежи вспомогательного оборудования кондиционеров КТЦ2 см. в Руководящем материале по типовым центральным кондиционерам КТЦ2.

7.7. ПРИМЕНЕНИЕ В СКВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ-УТИЛИЗАТОРОВ

В настоящее время требованиями строительных норм и правил [41] предусматривается использование теплообменников-утилизаторов (ТУ) в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Теплообменники-утилизаторы предназначены для подогрева и лаждения наружного воздуха, вводимого в помещение в холодный и теплый периоды года, за счет теплоты и холода удаляемого здуха. После ТУ наружный воздух обрабатывается в кондиционере. С помощью утилизационных устройств в системах вентиляции кондиционирования можно экономить до 40—70 % годового расода теплоты на тепловлажностную обработку воздуха.

При проектировании и эксплуатации теплообменников-утилизаров в СКВ необходимо учитывать следующие особенности их раоты: возможность выпадения из теплого воздуха конденсата и, к следствие, увлажнения или обледенения поверхности теплообмена; различие в значении приточного и вытяжного воздуха, оходящего через ТУ; зависимость годового числа часов работы в СКВ от климатических условий местности; возможность загрязненности выбросного воздуха вредными веществами и др.

Воздухо-воздушные теплообменники-утилизаторы по санитарным требованиям и из условия пожарной безопасности не допускается использовать в системах вентиляции и кондиционирования, если удаляемый воздух содержит: горючие газы и пары, вредные вещества 1, 2 и 3-го классов опасности, болезнетворные бактерии, вирусы, грибки, резко выраженные неприятные запахи [41]. Если в удаляемом воздухе содержатся пыль или аэрозоли, которые могут осаждаться на поверхности теплообмена аппарата, необходимо предусматривать устройство предварительной очистки выбросного воздуха перед ТУ.

Наиболее перспективно использование в СКВ воздухо-воздушных рекуперативных теплообменников, регенеративных вращающихся теплообменников и ТУ с промежуточным теплоносителем. Последние применяются при большом удалении мест выброса от места притока воздуха.

На рис. 7.15 приведены принципиальные схемы систем кондиционирования воздуха с теплообменниками-утилизаторами, на рис. 7.15,*а* — схема с регенеративным вращающимся ТУ. Для предотвращения обледенения насадки аппарата в холодный период года предусматривается подогрев наружного воздуха перед ТУ в теплообменнике *5*. В схеме с рекуперативным теплообменником (рис. 7.15,*б*) для предотвращения обледенения поверхности теплообмена применяется обводной канал *9*, перепускающий часть наружного воздуха помимо ТУ. В системах с промежуточным теплоносителем (рис. 7.15,*в*) используется байпасирование промежуточного теплоносителя в циркуляционном контуре через трехходовой клапан *10*. Теплообменник-утилизатор может применяться и в системах кондиционирования с частичной рециркуляцией удаляемого воздуха (рис. 7.15,*г*).

Схемы процессов тепловлажностной обработки наружного воздуха в СКВ с ТУ приведены на рис. 7.16. В холодный период года наружный воздух для различных типов ТУ нагревается или нагревается с одновременным увлажнением (процессы $H_1H'_2$ или H_1H_2 на рис. 7.16,*а*). После теплообменника-утилизатора воздух обраба-

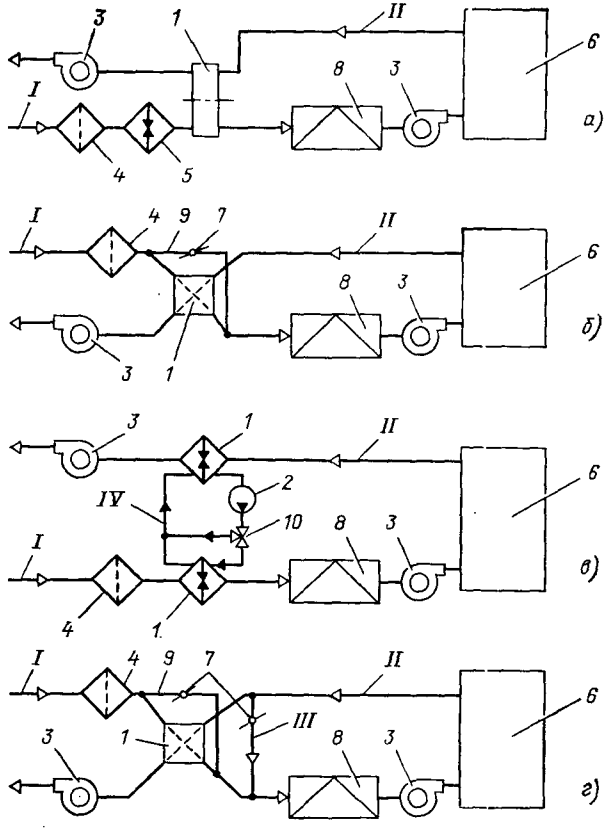
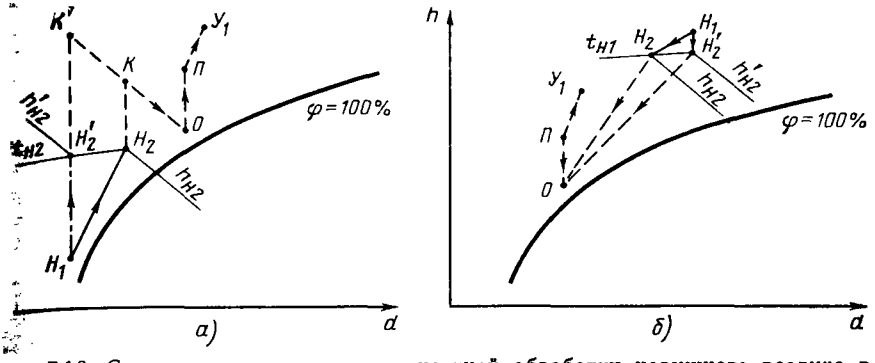


Рис 7.15. Принципиальные схемы систем кондиционирования воздуха с теплообменником-утилизатором:

а — с регенеративным вращающимся; *б* — с рекуперативным; *в* — с промежуточным теплоносителем; *г* — с рекуперативным и частичной рециркуляцией; *1* — теплообменник-утилизатор; *2* — насос; *3* — вентилятор; *4* — воздушный фильтр; *5* — воздухонагреватель; *6* — помещение; *7* — воздушная заслонка; *8* — кондиционер; *9* — обводной канал; *10* — трехходовой клапан; *I, II, III* — наружный, удаляемый и рециркуляционный воздух; *IV* — промежуточный теплоноситель

тывается последовательно в воздухонагревателе первого подогрева (процессы H'_2K' или H_2K), оросительной камере (процессы $K'O$ или KO) и воздухонагревателе второго подогрева (процессы $OП$). В теплый период года наружный воздух соответственно охлаждается или охлаждается с одновременным осушением в ТУ (процессы $H_1H'_2$ или H_1H_2 на рис. 7.16,*б*), далее обрабатывается в оросительной камере (процессы H'_2O или H_2O) и воздухонагревателе второго подогрева (процесс $OП$). Параметры удаляемого воздуха характеризуются точкой $У_1$.

Принципиальные схемы различных типов теплообменников-утилизаторов приведены на рис. 7.17. Регенеративный ТУ (рис. 7.17,*а*) представляет собой ротор с насадкой, разделенной на два сектора,



7.16. Схемы процессов тепловлажностной обработки наружного воздуха в прямоточной системе кондиционирования с теплообменником-утилизатором для летнего (*а*) и теплого (*б*) периодов года, приведенные на *h, d*-диаграмме

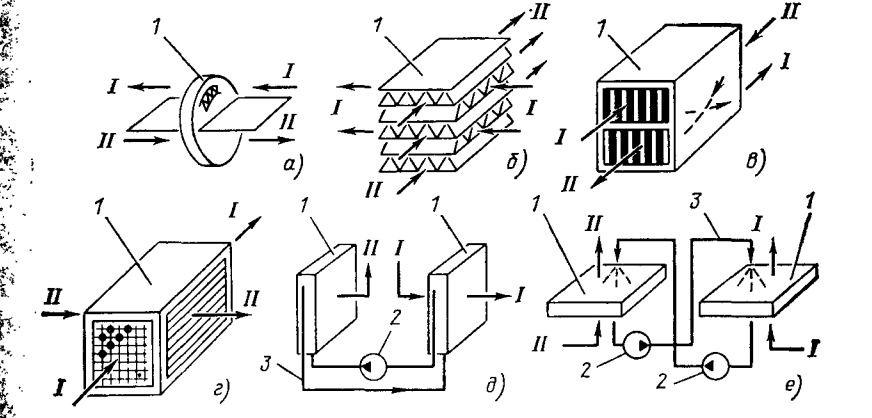


Рис. 7.17. Принципиальные схемы теплообменников-утилизаторов:

а — регенеративный вращающийся; *б—г* — рекуперативные пластинчатые перекрестно-точный и противоточный; кожухотрубный переносной; *д, е* — рекуперативный и смесительный с промежуточным теплоносителем; *1* — теплообменник; *2* — насос; *3*— промежуточный теплоноситель, *I, II* —наружный и удаляемый воздух

вращающийся при помощи электропривода. Насадка ротора попеременно проходит через движущиеся теплоносители, аккумулирует теплоту одного воздушного потока и передает другому. Изготавливается теплообменная насадка из чередующихся гладких и профрированных листов толщиной 0,15—0,3 мм, высотой гофр 1,5—2,5 мм. В рекуперативных ТУ (рис. 7.17,*б—г*) теплота от одного потока воздуха к другому передается через стенку. Рекуперативные воздухо-воздушные теплообменники изготавливаются из гладких или ребристых пластин и труб. Ширина канала в пластинчатых аппаратах обычно составляет 3—10 мм, диаметр труб 14—57 мм. В указанных теплообменниках-утилизаторах поверхность теплообмена изготавливается из негигроскопического (металл, стекло, пластмасса) и гигроскопического (бумага или картон, пропитанные

водопоглощающим составом на основе $CaCl_2$, LiCl) материалов. В негигроскопических рекуперативных теплообменниках в холодный период года происходит подогрев наружного воздуха при постоянном влагосодержании, а в регенеративном негигроскопическом ТУ при выпадении на поверхности теплообмена насадки конденсата из удаляемого воздуха происходит увлажнение наружного воздуха. В теплый период года во всех негигроскопических ТУ наружный воздух охлаждается при постоянном влагосодержании. В гигроскопическом ТУ и в холодный и теплый периоды наряду с теплообменом осуществляется влагообмен между воздушными потоками.

Системы утилизации с промежуточным теплоносителем состоят из циркуляционного контура и двух рекуперативных (рис. 7.17,*д*) или смесительных (рис. 7.17,*е*) теплообменников. Промежуточный теплоноситель переносит теплоту от одного воздушного потока к другому. В качестве воздухожидкостных теплообменников используются воздухонагреватели систем кондиционирования, смесительных — камеры орошения или вертикальные колонны с насадкой. Промежуточным теплоносителем служат вода и растворы солей $CaCl_2$, LiCl.

Применение гигроскопических теплообменников наиболее эффективно при относительной влажности удаляемого воздуха менее 50—60 %, негигроскопических — более 50—60 % для $t_{у1}=20\div 25$ °С (где $t_{у1}$ — температура удаляемого воздуха на входе в ТУ).

7.8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ-УТИЛИЗАТОРОВ

Тепловой расчет теплообменника-утилизатора производится с использованием уравнений теплового, материального балансов, тепло- и массопередачи или с использованием понятия коэффициента эффективности аппарата. Коэффициент эффективности ε представляет собой отношение передаваемой в аппарате теплоты или массы к максимально возможной при противоточной схеме течения теплоносителей. Теплообменники-утилизаторы, в которых происходят одновременно процессы тепло- и массообмена, характеризуются следующими коэффициентами эффективности (для рекуперативного гигроскопического и регенеративных вращающихся ТУ):

энтальпийным

$$\varepsilon_h = \frac{G_х (h_{х2} - h_{х1})}{G_{мин}(h_{г1} - h_{х1})} = \frac{G_г (h_{г1} - h_{г2})}{G_{мин}(h_{г1} - h_{х1})}; \qquad (7.26)$$

температурным

$$\varepsilon_t = \frac{G_х c_в (t_{х2} - t_{х1})}{(Gc_в)_{мин}(t_{г1} - t_{х1})} = \frac{G_г c_в (t_{г1} - t_{г2})}{(Gc_в)_{мин}(t_{г1} - t_{х1})}; \qquad (7.27)$$

по влагообмену

$$\varepsilon_d = \frac{G_х (d_{х2} - d_{х1})}{G_{мин}(d_{г1} - d_{х1})} = \frac{G_г (d_{г1} - d_{г2})}{G_{мин}(d_{г1} - d_{х1})}, \qquad (7.28)$$

где $G_х$, $G_г$, $G_{мин}$ — массовые расходы холодного, теплого воздушных потоков и наименьший из них, кг/с; $h_{х1}$, $h_{г1}$, $h_{х2}$, $h_{г2}$ — энтальпии холодного и теплого воздушных потоков на входе и выходе из теплообменника, кДж/кг; $t_{х1}$, $t_{г1}$, $t_{х2}$, $t_{г2}$ — температуры холодного и теплого воздушных потоков на входе и выходе из теплообменника, °С; $d_{х1}$, $d_{г1}$, $d_{х2}$, $d_{г2}$ — влагосодержания холодного и теплого воздушных потоков на входе и выходе из теплообменника, г/кг; $c_в$ — удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

Зависимость для коэффициента эффективности рекуперативного негигроскопического теплообменника-утилизатора имеет вид

$$\varepsilon_t = \frac{G_х c_в (t_{х2} - t_{х1})}{(Gc_в)_{мин}(t_{г1} - t_{х1})} = \frac{G_г c_в \xi_г (t_{г1} - t_{г2})}{(Gc_в)_{мин}(t_{г1} - t_{х1})}, \qquad (7.29)$$

где $\xi_г$ — показатель, учитывающий влияние конденсации влаги из теплого воздуха на теплообмен в аппарате,

$$\xi_г = \frac{h_{г1} - h_{г2}}{c_в(t_{г1} - t_{г2})} \quad [2].$$

Площадь поверхности нагрева ТУ F, м², определяется по формуле

$$F = \frac{Q_п}{k\Delta t_{ср.л}}, \qquad (7.30)$$

где $Q_п$ — полное количество теплоты, переданной в теплообменнике, Вт; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\Delta t_{ср.л}$ — среднелогарифмическая разность температур в аппарате, °С.

Коэффициент теплопередачи определяется по формулам:

для рекуперативного негигроскопического ТУ,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_х} + \frac{\delta}{\lambda_с} + \frac{1}{\alpha_г \xi_г}}; \qquad (7.31)$$

для рекуперативного гигроскопического ТУ

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_х[\xi_х(1 + b_х) - b_х]} + \frac{\delta}{\lambda_э} + \frac{1}{\alpha_г[\xi_г(1 + b_г) - b_г]}}; \qquad (7.32)$$

для регенеративного негигроскопического вращающегося ТУ

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_х \xi_х} + \frac{1}{\alpha_г \xi_г}}, \qquad (7.33)$$

где $\alpha_х$, $\alpha_г$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны холодного и теплого воздушных потоков, Вт/(м²·К) (для ребристых поверхностей учитывается коэффициент эффективности оребрения); δ — толщина стенки поверхности теплообмена, м; $\lambda_с$, $\lambda_э$ — теплопроводность стенки, Вт/(м·К); $\xi_х = \frac{(h_{х2} - h_{х1})}{c_в(t_{х2} - t_{х1})}$ — показатель, учитывающий влияние испарения влаги на теплообмен в аппарате (при

равновесии по влагообмену принимается $\xi_x = \xi_г$); b_x, $b_г$ — показатели, учитывающие влияние процессов собственно сорбции влаги на теплообмен в аппарате (показатель b учитывается при расчете теплообменника в теплый период года; для $t_{г1} \geqslant 25$ °С, $\varphi_1 = 30 \div 45$ % $b_x = b_г = 0{,}05 \div 0{,}06$; большее значение показателя b соответствует относительной влажности воздуха 30 %).

Пример 7.2. Определить площадь поверхности теплообмена противоточного рекуперативного негигроскопического теплообменника-утилизатора с температурным коэффициентом эффективности $\varepsilon_t = 0{,}7$. Массовые расходы воздушных потоков составляют $G_x = G_г = 1{,}67$ кг/с, эквиваленты расходов $G_x c_в = G_г c_в = 1678$ Вт/К. Параметры теплоносителей на входе в аппарат: $t_{x1} = 5$ °С, $d_{x1} = 4{,}7$ г/кг, $t_{г1} = 20$ °С, $d_{г1} = 7{,}4$ г/кг, $h_{г1} = 40$ кДж/кг. Барометрическое давление соответствует $99{,}3 \times 10^3$ Па (745 мм рт. ст.). Материалом поверхности служат алюминиевые листы толщиной $\delta = 0{,}5$ мм с теплопроводностью $\lambda_c = 150$ Вт/(м·К). Геометрия канала — плоская щель шириной $S = 3$ мм, высотой $h = 0{,}7$ м и длиной $l = 1{,}3$ м, эквивалентный диаметр $d_э = 5{,}97 \cdot 10^{-3}$ м.

Решение. Определяем параметры воздушных потоков на выходе из ТУ [см. (7.29)], принимая, что конденсация влаги в теплообменнике отсутствует, $\xi_г = 1$:

$$t_{x2} = t_{x1} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{мин}}{G_x c_b}(t_{г1} - t_{x1}) = 5 + 0{,}7 \frac{1678}{1678}(20 - 5) = 15{,}5\ °С;$$

$$t_{г2} = t_{г1} - \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{мин}}{G_г c_b}(t_{г1} - t_{x1}) = 20 - 0{,}7 \frac{1678}{1678}(20 - 5) = 9{,}5\ °С.$$

По средним параметрам теплоносителей $\bar{t}_x = (5+15{,}5)/2 = 10{,}25$ °С, $\bar{t}_г = (20+9{,}5)/2 = 14{,}75$ °С находим их физические свойства [38]: коэффициенты кинематической вязкости $\nu_x = 14{,}2 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\nu_г = 14{,}6 \cdot 10^{-6}$ м²/с; теплопроводности $\lambda_x = 2{,}51 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К), $\lambda_г = 2{,}55 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); числа Прандтля $Pr_x = Pr_г = 0{,}7$; плотности $\rho_x = 1{,}23$ кг/м³, $\rho_г = 1{,}21$ кг/м³; удельные теплоемкости $c_{в.x} = c_{в.г} = 1{,}005$ кДж/(кг·К).

Принимаем скорости воздушных потоков в каналах теплообменника $v_x = v_г = 5$ м/с. Определяем числа Рейнольдса:

$$Re_x = \frac{v_x d_э}{\nu_x} = \frac{5 \cdot 5{,}97 \cdot 10^{-3}}{14{,}2 \cdot 10^{-6}} = 2103;$$

$$Re_г = \frac{v_г d_э}{\nu_г} = \frac{5 \cdot 5{,}97 \cdot 10^{-3}}{14{,}6 \cdot 10^{-6}} = 2045.$$

Находим комплекс $Re\,Pr\,\frac{d_э}{l}$:

$$\left(Re\,Pr\,\frac{d_э}{l}\right)_x = 2103 \cdot 0{,}7 \cdot \frac{5{,}97 \cdot 10^{-3}}{1{,}3} = 6{,}8;$$

$$\left(Re\,Pr\,\frac{d_э}{l}\right)_г = 2045 \cdot 0{,}7 \cdot \frac{5{,}97 \cdot 10^{-3}}{1{,}3} = 6{,}7.$$

По данным [17] определяем число Нуссельта: $Nu_x = Nu_г = 8{,}2$. Вычисляем коэффициент теплоотдачи со стороны каждого теплоносителя

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \lambda_x}{d_э} = \frac{8{,}2 \cdot 2{,}51 \cdot 10^{-2}}{5{,}97 \cdot 10^{-3}} = 34{,}5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_г = \frac{Nu_г \lambda_г}{d_э} = \frac{8{,}2 \cdot 2{,}55 \cdot 10^{-2}}{5{,}97 \cdot 10^{-3}} = 35{,}0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи по формуле (7.31)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{34{,}5} + \frac{0{,}5 \cdot 10^{-3}}{150} + \frac{1}{35 \cdot 1}} = 17{,}4 \text{ Вт (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Находим среднюю разность температур в теплообменнике

$$\Delta t_{ср.л} = (\Delta t_б + \Delta t_м)/2 = [(t_{г1} - t_{x2}) + (t_{г2} - t_{x1})]/2 =$$
$$= [(20 - 15{,}5) + (9{,}5 - 5)]/2 = 4{,}5 \text{ °С}.$$

Определяем теплопроизводительность аппарата

$$Q_п = G_x c_{в.x} (t_{x2} - t_{x1}) = 1678(15{,}5 - 5) = 17\,619 \text{ Вт}.$$

Находим площадь поверхности теплообменника по формуле (7.30)

$$F = \frac{17\,619}{17{,}4 \cdot 4{,}5} = 225 \text{ м}^2.$$

Принимаем конструкцию ТУ по рис. 7.17,*в*. Находим число пластин n в аппарате

$$n = \frac{F}{lh} = \frac{225}{1{,}3 \cdot 0{,}7} = 247.$$

Определяем число каналов m в ТУ по каждому теплоносителю

$$m = (n + 1)/2 = (247 + 1)/2 = 124.$$

Площадь живого сечения воздушных каналов $f_ж$, м^2, в теплообменнике для прохода каждого теплоносителя

$$f_{ж.x} = f_{ж.г} = mhS = 124 \cdot 0{,}7 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 0{,}261 \text{ м}^2.$$

Уточняем скорость воздушных потоков в каналах аппарата:

$$v_x = \frac{G_x}{f_{ж.x} \rho_{в.x}} = \frac{1{,}67}{0{,}261 \cdot 1{,}23} = 5{,}2 \text{ м/с};$$

$$v_г = \frac{G_г}{f_{ж.г} \rho_{в.г}} = \frac{1{,}67}{0{,}261 \cdot 1{,}21} = 5{,}3 \text{ м/с}.$$

Найденные значения скоростей теплоносителей мало отличаются от принятых в начале расчета, следовательно, расчет заканчиваем.

Поверочный тепловой расчет теплообменников-утилизаторов при различных режимах работы удобно вести с использованием уравнений для определения коэффициентов эффективности. Коэффициент эффективности ε_t в соответствии

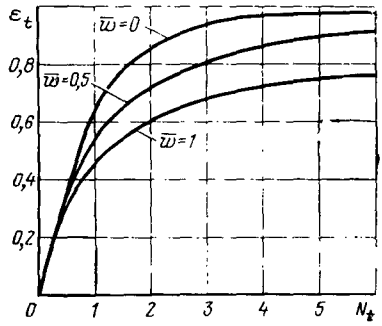


Рис. 7.18. Зависимость температурного коэффициента эффективности ε_t от числа единиц переноса теплоты N_t для перекрестно-точного теплообменника

с выражением (7.29) противоточного аппарата определяется по формуле [17]

$$\varepsilon_t = \frac{1-\exp[-N_t(1-\overline{W})]}{1-\overline{W}\exp[-N_t(1-\overline{W})]}, \qquad (7.34)$$

где $N_t=kF/W_{мин}$; $\overline{W}=W_{мин}/W_{макс}$; $W_{мин}$, $W_{макс}$ — минимальный и максимальный эквиваленты расходов воздушных потоков, Вт/К; $W_{мин}=G_x c_в$, $W_{макс}=G_г c_в \xi_г$ при $G_x c_в < G_г c_в \xi_г$ для рекуперативного негигроскопического ТУ; $W_{мин}=G_x c_в[\xi_x(1+b_x)-b_x]$, $W_{макс}=G_г c_в[\xi_г(1+b_г)-b_г]$ при $G_x<G_г$ для рекуперативного гигроскопического ТУ; $W_{мин}=G_x c_в \xi_x$, $W_{макс}=G_г c_в \xi_г$ при $G_x<G_г$ для регенеративного вращающегося негигроскопического ТУ.

Температурный коэффициент эффективности регенеративного вращающегося теплообменника определяется по формуле (7.34), если частота вращения ротора больше 5 об/мин [4].

Для перекрестно-точных воздухо-воздушных теплообменников-утилизаторов значение ε_t находится из рис. 7.18.

При поверочном тепловом расчете рекуперативного гигроскопического теплообменника определяются: коэффициент эффективности по влагообмену из соотношения $\varepsilon_d=\varepsilon_t(\varepsilon_d/\varepsilon_t)_р$, где $(\varepsilon_d/\varepsilon_t)_р$ — расчетное отношение коэффициентов эффективности; энтальпийный коэффициент эффективности по формуле

$$\varepsilon_h = \frac{1}{1+\dfrac{\varepsilon_t}{\varepsilon_d}(\xi-1)}\varepsilon_t. \qquad (7.35)$$

В поверочном тепловом расчете рекуперативного гигроскопического теплообменника показатель ξ определяется по формуле

$$\xi = 1+(\varepsilon_d/\varepsilon_t)_р \frac{r_0(d_{г1}-d_{х1})}{c_в(t_{г1}-t_{х1})}\cdot 10^{-3}, \qquad (7.36)$$

где r_0 — удельная теплота фазового превращения воды при 0 °С, $r_0=2{,}5\cdot 10^6$ Дж/кг.

Параметры поверхности теплообмена аппарата определяются по формулам: для регенеративного вращающегося ТУ

$$t_{п.г2} = \frac{\alpha_г t_{г2}+\alpha_x t_{х1}}{\alpha_г+\alpha_x}; \qquad (7.37)$$

для рекуперативного негигроскопического ТУ

$$t_{п.г2} = \frac{t_{г2}\left(\dfrac{\alpha_г \delta}{\lambda_с}\xi_г+\dfrac{\alpha_г}{\alpha_x}\xi_г\right)+t_{х1}}{1+\dfrac{\alpha_г}{\alpha_x}\xi_г+\dfrac{\alpha_г \delta}{\lambda_с}\xi_г}; \qquad (7.38)$$

для рекуперативного гигроскопического ТУ

$$t_{\text{п.г2}} = \frac{t_{\text{г2}}\left(\frac{\alpha_{\text{г}}\delta}{\lambda_{\text{э}}}\xi + \frac{\alpha_{\text{г}}}{\alpha_{\text{х}}}\right) + t_{\text{х1}}}{1 + \frac{\alpha_{\text{г}}}{\alpha_{\text{х}}} + \frac{\alpha_{\text{г}}\delta}{\lambda_{\text{э}}}\xi}; \qquad (7.39)$$

$$d_{\text{п.г2}} = \frac{d_{\text{г2}}\left(\frac{\beta_{\text{г}}\delta}{D_d}\xi + \frac{\beta_{\text{г}}}{\beta_{\text{х}}}\right) + d_{\text{х1}}}{1 + \frac{\beta}{\beta_{\text{х}}} + \frac{\beta_{\text{г}}\delta}{D_d}}, \qquad (7.40)$$

где $t_{\text{п.г2}}$, $d_{\text{п.г2}}$ — температура, °С, и влагосодержание, г/кг, теплого воздуха у поверхности теплообмена на выходе из аппарата; $\beta_{\text{х}}$, $\beta_{\text{г}}$ — коэффициенты массоотдачи со стороны холодного и теплого воздушных потоков, кг/(с·м²·кг/кг); D_d — коэффициент диффузии влаги в стенке поверхности теплообмена, кг/(с·м·кг/кг).

Особенностью теплового поверочного расчета воздухо-воздушных теплообменников-утилизаторов в холодный период года является определение предельной температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}^{\text{пр}}$, ниже которой происходит обледенение поверхности теплообмена при выпадении конденсата.

Поверочный тепловой расчет негигроскопических теплообменников ведется в следующей последовательности: задаются температурой теплого воздуха на выходе из аппарата $t_{\text{г2}}$; определяют показатель $\xi_{\text{г}}$, см. (7.29) (если $t_{\text{г2}}$ больше температуры точки росы $t_{\text{рг1}}$ теплого воздуха на входе в ТУ, принимают $\xi_{\text{г}}=1$, при $t_{\text{г2}}<t_{\text{рг1}}$ принимают воздух насыщенным и определяют энтальпию $h_{\text{г2}}$ для $t_{\text{г2}}$ и $\varphi=100$ %); определяют коэффициент теплопередачи и коэффициент эффективности, см. (7.31), (7.33), (7.34); находят температуру холодного воздуха на входе в аппарат и температуру поверхности теплообмена на стороне теплого воздуха, см. (7.29), (7.37), (7.38); если выполняется условие $t_{\text{пг2}}=0$ °С, расчет по определению $t_{\text{н}}^{\text{пр}}$ заканчивается; сравнивают $t_{\text{х1}}$ и $t_{\text{н}}^{\text{пр}}$, при $t_{\text{х1}} \geqslant t_{\text{н}}^{\text{пр}}$ определяют температуру холодного и теплого воздуха на выходе из аппарата, см. (7.27), (7.29); при $t_{\text{х1}}<t_{\text{н}}^{\text{пр}}$ необходимо предусматривать меры для предотвращения обледенения поверхности теплообмена ТУ.

Поверочный тепловой расчет гигроскопических теплообменников ведется в следующей последовательности: задаются температурой $t_{\text{н}}^{\text{пр}}$; определяют показатель ξ, см. (7.36); находят коэффициент теплопередачи и коэффициенты эффективности, см. (7.32), (7.34), (7.35); определяют температуру, влагосодержание и относительную влажность теплого воздуха $\varphi_{\text{п}}$ по параметрам $t_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ на выходе из аппарата и у поверхности теплообмена, см. (7.26)—(7.28), (7.39), (7.40); если выполняется условие $\varphi_{\text{пг2}}=100$ % при $t_{\text{п}} \leqslant 0$ °С, расчет по определению $t_{\text{н}}^{\text{пр}}$ заканчивается; сравнивают $t_{\text{х1}}$ и $t_{\text{н}}^{\text{пр}}$, при $t_{\text{х1}} \geqslant t_{\text{н}}^{\text{пр}}$ определяют параметры холодного и теплого воздуха на выходе из аппарата, (см. 7.26)—(7.28); при $t_{\text{х}}<t_{\text{н}}^{\text{пр}}$

необходимо предусматривать меры для предотвращения обледенения поверхности теплообмена ТУ.

Пример 7.3. Определить предельную температуру наружного воздуха, ниже которой происходит обледенение поверхности теплообмена аппарата. Исходные данные для расчета приведены в примере 7.2.

Решение. Принимаем температуру теплого воздуха на выходе из ТУ $t_{г2}=4{,}5\ ^\circ\text{C}<t_{пг1}=9\ ^\circ\text{C}$. Находим энтальпию воздуха при $t_{г2}=4{,}5\ ^\circ\text{C}$ и $\varphi_{г2}=100\ \%$; $h_{г2}=18{,}5$ кДж/кг. Определяем показатель ξ:

$$\xi_г=\frac{h_{г1}-h_{г2}}{c_{в.г}(t_{г1}-t_{г2})}=\frac{40-18{,}5}{1{,}005(20-4{,}5)}=1{,}38.$$

Определяем коэффициент теплопередачи по формуле (7.31)

$$k=\frac{1}{\frac{1}{34{,}5}+\frac{0{,}5\cdot10^{-3}}{150}+\frac{1}{35\cdot1{,}38}}=20{,}1\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Находим температурный коэффициент эффективности по формуле (7.34)

$$\varepsilon_t=\frac{1-\exp\left[-\frac{20{,}1\cdot225}{1678}\left(1-\frac{1678}{1678\cdot1{,}38}\right)\right]}{1-\frac{1678}{1678\cdot1{,}38}\exp\left[-\frac{20{,}1\cdot225}{1678}\left(1-\frac{1678}{1678\cdot1{,}38}\right)\right]}=0{,}8.$$

Определяем температуру наружного воздуха из формулы (7.29)

$$t_{х1}=t_{г1}-(t_{г1}-t_{г2})\frac{W_г\xi_г}{\varepsilon_t W_{мин}}=20-(20-4{,}5)\frac{1678\cdot1{,}38}{0{,}8\cdot1678}=-6{,}7\ ^\circ\text{C}.$$

Находим температуру поверхности теплообмена со стороны теплого воздуха на выходе из аппарата по формуле (7.38)

$$t_{пг2}=\frac{4{,}5\left[\frac{35\cdot1{,}38\cdot0{,}5\cdot10^{-3}}{150}+\frac{35\cdot1{,}38}{34{,}5}\right]-6{,}7}{1+\frac{35\cdot1{,}38}{34{,}5}+\frac{35\cdot1{,}38\cdot0{,}5\cdot10^{-3}}{150}}=-0{,}2\ ^\circ\text{C}.$$

Температура поверхности незначительно отличается от 0 °С, следовательно, предельная температура наружного воздуха равна $t_н^{пр}=t_{х1}=-6{,}7\ ^\circ\text{C}$.

Тепловой расчет рекуперативных теплообменников-утилизаторов с промежуточным теплоносителем осуществляется на основании методов, используемых при расчете секций кондиционеров.

При проектировании теплообменников-утилизаторов необходимо принимать коэффициенты эффективности и скорости воздушных потоков в каналах аппарата близкими к оптимальным. Оптимальные значения ε_t и v определяются из технико-экономического расчета систем кондиционирования воздуха с ТУ. Значения ε_t рекомендуется принимать: для регенеративных вращающихся теплообменников 0,5—0,8, рекуперативных 0,4—0,7, с промежуточным теплоносителем 0,3—0,6 при массовой скорости теплоносителей $v\rho_в=5$ кг/(с·м^2) [4].

Глава восьмая

РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

8.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ. ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА

Приточный воздух после очистки, нагревания, увлажнения и охлаждения подается в помещение с помощью воздуховодов или сосредоточенными струями. При раздаче воздуха с помощью воздуховодов создается более равномерное распределение воздуха по помещению. Однако этот способ связан с дополнительными затратами, загромождением помещений, ухудшением эстетического вида и освещенности помещений.

Задача воздухораспределения заключается в создании метеорологических условий в рабочей или обслуживаемой зоне. Параметры воздуха и равномерность его распределения по высоте и площади помещения определяются взаимодействием приточных, вытяжных и конвективных струй. Для правильного решения задач воздухораспределения необходимо выбрать рациональный способ подачи и удаления воздуха, выбрать тип и число устройств для раздачи воздуха — воздухораспределителей. Обеспечение нормируемых метеорологических условий в помещении достигается при определенных значениях скорости воздуха в приточной струе v_x и разности температур воздуха в струе и в рабочей зоне Δt_x.

Максимально допустимая скорость движения приточного воздуха в струе (или в обратном потоке), м/с,

$$v_x = \kappa v, \tag{8.1}$$

где v — нормируемая (требуемая) скорость движения воздуха в рабочей зоне, м/с [7]; κ — коэффициент перехода скоростей, значения которого приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1. Значения коэффициента κ [31]

Расчетные условия	κ при категории работы	
	легкой	средней тяжести и тяжелой
Поддержание допустимых метеорологических условий:		
в зоне прямого воздействия струи:		
на начальном участке	1,0	1,0
на основном участке	1,4	1,8
вне зоны прямого воздействия струи:		
на начальном участке	1,3	1,3
на основном участке	1,6	2,0
в зоне обратного потока	1,3	1,8
Поддержание оптимальных или требуемых по технологии условий:		
в зоне прямого воздействия струи:		
на начальном участке	1,0	1,0
на основном участке	1,2	1,2
в зоне обратного потока	1,2	1,2

Скорость движения воздуха в помещении при тепловом облучении 175—350 Вт/м² допускается увеличивать на 0,2 м/с против предусмотренной [41].

Максимально допустимая разность Δt_x экстремальной температуры в струе (или в обратном потоке) t_x и средней температуры воздуха в рабочей зоне $t_в$ устанавливается следующим образом.

При расчете систем вентиляции и воздушного отопления, если люди находятся в зоне прямого воздействия приточной струи (или в обратном потоке), $\Delta t_x = t_в - t_x$ следует принимать: при холодном и переходном периодах года для восполнения недостатков теплоты — не более разности между большим и меньшим значениями требуемых по [7] температур; при теплом, холодном и переходном периодах года для ассимиляции избыточной теплоты и при $t_{доп} > t_{опт}$, считая $(t_{доп} - t_{опт})$ в пределах от 3 до 6 °С, $\Delta t_x \leqslant 0{,}5(t_{доп} - t_{опт})$, а при $t_{доп} \leqslant t_{опт}$ $\Delta t_x \leqslant 2$ °С, где $t_{доп}$, $t_{опт}$ — допустимые и оптимальные значения температур воздуха по [7].

При расчете систем вентиляции и воздушного отопления, если люди находятся вне зоны прямого воздействия струи, значения Δt_x следует принимать с коэффициентом 1,5.

При расчете систем кондиционирования воздуха для поддержания допустимых температур Δt_x следует принимать с коэффициентом 0,8, если люди находятся в зоне прямого воздействия струи, и с коэффициентом 1,2, если люди находятся вне зоны прямого воздействия струи.

При расчете систем кондиционирования воздуха на поддержание требуемых технологий или оптимальных условий Δt_x принимается не более 1 °С при отсутствии специальных требований и не более 2 °С при применении местных кондиционеров-доводчиков или смесителей с индивидуальными регуляторами температуры. При технологическом кондиционировании колебания температуры могут составлять $\Delta t_x = \pm 0{,}1$ °С и меньшие значения.

Колебания относительной влажности в системах кондиционирования воздуха допускаются до $\Delta\varphi = \pm 7$ %, а при технологическом кондиционировании могут составлять 2 % и менее.

Зона прямого воздействия струи определяется поперечным сечением струи, в пределах которого скорость воздуха в струе колеблется от максимальной на оси струи v_x до $0{,}5v_x$.

Скорость, температура и относительная влажность воздуха не нормируются вне постоянных рабочих мест на расстоянии 1 м от воздухораспределителя при горизонтальном и наклонном выходах струи и на расстоянии 0,5 м при выходе струи вертикально вверх.

Температура, влажность и скорость выхода воздуха из воздухораспределителя в соответствии со СНиП II-33—75 * не могут задаваться произвольно. Они должны определяться расчетом при условии, чтобы были обеспечены нормируемые метеорологические условия при наименьших расходах воздуха и при меньшем числе воздухораспределителей. При этом существенное значение имеет выбор рабочей разности температур $\Delta t_р = t_в - t_п = \Delta t_0$ ($t_п$ — темпе-

ратура приточного воздуха, $t_в$ — температура воздуха на выходе струи из воздухораспределителя).

Значение $\Delta t_р$ может колебаться в широких пределах: от 2 до 15 °С и более. С увеличением $\Delta t_р$ уменьшается расход воздуха, следовательно, снижаются производительность системы кондиционирования воздуха, мощность вентиляторов и насосов, число воздухораспределителей, расходы электроэнергии, воды и других энергоносителей, т. е. повышается экономичность системы. Однако значение $\Delta t_р$ определяет температуру приточного воздуха и вместе с расходом воздуха определяет колебания температуры и скорости воздуха в помещении. Поэтому, задаваясь $\Delta t_р$ и определяя производительность всех элементов системы, необходимо выполнять расчет воздухораспределения, определяя значения v_x и Δt_x. Ограничение при выборе температуры воздуха при выходе из воздухораспределителя $t_0 = t_п$ устанавливается лишь при выпуске воздуха из воздухораспределителя в пределах обслуживаемой зоны: $t_0 = t_п$ не должно быть выше 45 и менее 5 °С.

8.2. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОЗДУХООБМЕНА

При организации воздухообмена и выборе мест подачи и удаления воздуха следует прежде всего установить возможность выпуска чистого приточного воздуха непосредственно в рабочую зону с учетом равномерности распределения параметров воздуха по помещению.

При выборе схемы организации воздухообмена руководствуются положениями СН 245—71 и СНиП II-33—75*, нормативными документами и указаниями А3-669 [31].

Подача воздуха должна производиться в рабочую (или обслуживаемую) зону в помещениях с избытками явной теплоты и в помещениях, в которых тепловыделения сопровождаются выделением влаги и вредных веществ. Подача воздуха на уровне не более 6 м от пола струями, направленными вертикально вниз, а также горизонтальными и наклонными струями на уровне не более 4 м рассматривается как подача воздуха в рабочую зону. В помещениях с выделением пыли, с незначительными избытками явной теплоты, если удаление воздуха предусматривается из нижней зоны преимущественно через местные отсосы, с незначительным выделением влаги при незначительных избытках явной теплоты ($\varepsilon \geqslant \geqslant 8400$ кДж/кг) подача воздуха должна производиться выше рабочей зоны, а при соответствующем обосновании часть приточного воздуха может подаваться в рабочую зону. В помещениях со значительными влаговыделениями при наличии тепловыделений ($\varepsilon \leqslant \leqslant 8400$ кДж/кг) подача воздуха предусматривается выше рабочей зоны при рассосредоточенном выделении влаги из жидкости с температурой менее 40 °С, и при отсутствии избытков явной теплоты. При сосредоточенном выделении влаги от аппаратов, в которых жидкость имеет температуру более 40 °С, подачу приточного воздуха следует производить в рабочую зону с температурой воздуха,

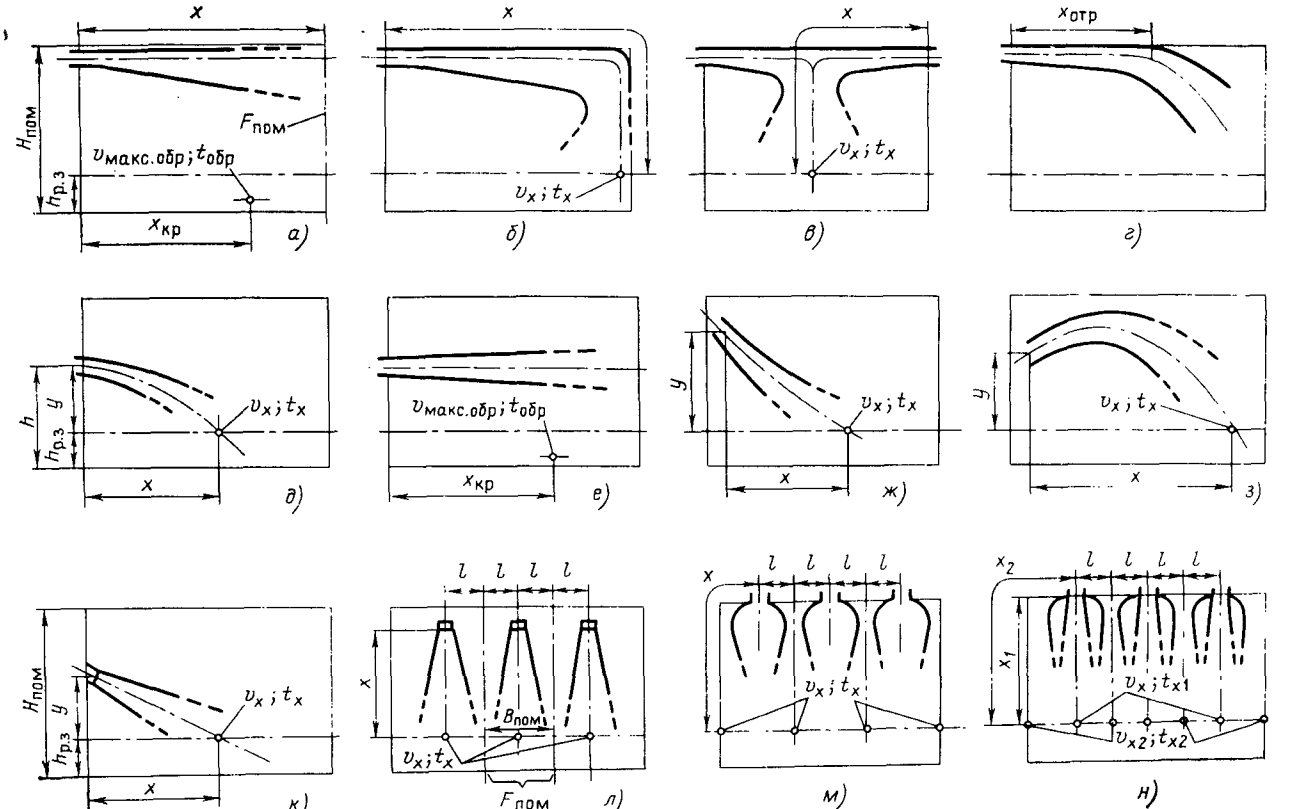


Рис. 8.1. Схемы подачи воздуха прямоточными струями выше рабочей зоны:

а–г, м– горизонтально с настилланием; *д, е* — горизонтально без настилания; *ж, з, к* — под углом; *л* — вертикально сверху вниз; *н* — горизонтально с настиланием и вертикально сверху вниз (двухструйно)

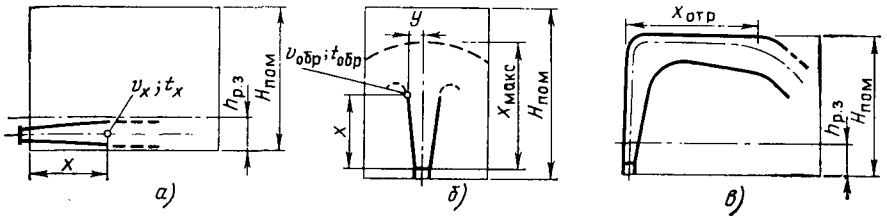


Рис. 8.2. Схемы подачи воздуха прямоточными струями в рабочую зону:
а — горизонтально; *б* — вертикально без настилания; *в* — вертикально снизу вверх с настиланием

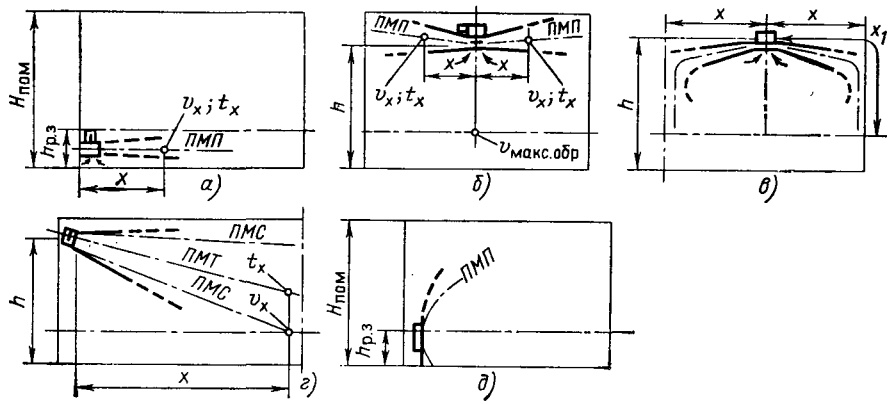


Рис. 8.3 Схемы подачи воздуха закрученными струями:
а, д — горизонтально в рабочей зоне; *б* — горизонтально с настиланием и без настилания; *в* — под углом без настилания; *г*— горизонтально и под углом в верхней зоне; *ПМП, ПМС, ПМТ* — поверхности максимальных параметров, скоростей и температур

близкой к температуре воздуха в рабочей зоне, и в верхнюю зону с перегревом приточного воздуха. При сосредоточенных источниках теплоты (литейные, кузнечные и другие цехи) при $q^{я}_{уд} > 23$ Вт/(м³·ч) воздух рекомендуется подавать в рабочую зону. В помещениях при $q^{я}_{уд} < 23$ Вт/(м³·ч), имеющих пыле- и газовыделения (механические, окрасочные и др.), а также в помещениях общественных и вспомогательных зданий допускается подача воздуха выше рабочей зоны.

Удаление воздуха необходимо производить прежде всего из мест выделения вредностей и зон наибольшего загрязнения так, чтобы загрязненный воздух не проходил через зону дыхания работающих [38]. В помещениях $q^{я}_{уд} > 23$ Вт/(м³·ч) воздух следует удалять из верхней зоны, а при $q^{я}_{уд} < 23$ Вт/(м³·ч) — на любом уровне.

Циркуляция воздуха в помещении и распределение его параметров в рабочей зоне определяются в основном способом подачи

воздуха. Форма и направление приточной струи определяются конструкцией воздухораспределительного устройства.

На рис. 8.1—8.3 показаны возможные схемы подачи воздуха [31].

8.3. ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА И РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

В зависимости от конструкции воздухораспределительного устройства приточные струи могут быть прямоточными (компактные, плоские, веерные и конические) и закрученными (полные веерные и конические). В табл. 8.2 приведены некоторые типы и характеристики воздухораспределителей. При проектировании типы и количество воздухораспределителей принимаются в зависимости от схемы организации воздухообмена, объемно-планировочных решений помещения и других требований СНиП II-33—75*.

В [31] приводятся рекомендации по выбору воздухораспределителей. Например, подачу воздуха непосредственно в рабочую зону следует осуществлять прямоточными струями через воздухораспределители типа ВПП (воздухораспределитель пристенный панельный) и закрученными струями через воздухораспределители ВПЭП (воздухораспределитель пристенный эжекционный панельный).

На развитие приточных струй в помещении и на параметры воздуха в струе оказывают влияние различные факторы, такие как стеснение струй ограждениями, взаимодействие струй друг с другом, неизотермичность. Влияние различных факторов на характер затухания скорости воздуха и разность температур в струе оценивается поправочными коэффициентами к расчетным формулам: стеснения $\kappa_с$, взаимодействия $\kappa_в$, неизотермичности $\kappa_н$.

Максимальные параметры воздуха v_x, м/с, и Δt_x, °С, прямоточных струй определяются по следующим формулам [31]:

для начального участка

$$v_x = \kappa_н v_0 \sqrt{\kappa_{ж.с}}; \tag{8.2}$$

$$\Delta t_x = \frac{\Delta t_0}{k_и} \sqrt{\kappa_{ж.с}}, \tag{8.3}$$

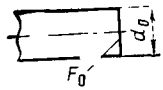
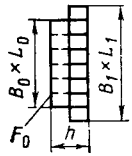
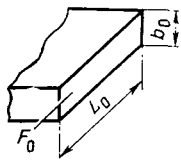
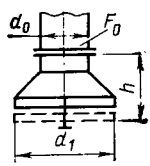
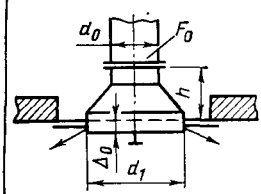
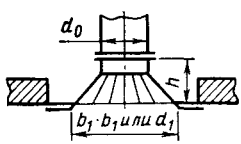
где v_0 — скорость движения воздуха в живом сечении воздухораспределителя ($v_0 = v_п$), м/с; $\kappa_{ж.с}$ — коэффициент живого сечения воздухораспределителя, равный отношению площади живого сечения к габаритной площади воздухораспределителя; $\kappa_н$ — коэффициент неизотермичности по рис. 8.4;

для основного участка [31]

$$v_x = \kappa_с \kappa_в \kappa_н m v_0 \sqrt{F_0}/x; \tag{8.4}$$

$$\Delta t_x = \frac{\kappa_в}{\kappa_с \kappa_н} \frac{n \Delta t_0 \sqrt{F_0}}{x}; \tag{8.5}$$

Таблица 8.2. **Характеристики воздухораспределителя [31]**

Воздухораспределитель	Схема воздухораспределителя	Коэффициент затухания		Коэффициент сопротивления ζ	Обозначение струи
		скорости m	температуры n		
Цилиндрическая или прямоугольная труба		6,8	4,8	1,1	*К*
Решетка типа РР с параллельными жалюзи		4,5	3,2	2,2	*К*
Прямоугольный щелевой с параллельными направляющими при $\kappa_{ж.с}=1\div0,8$		2,5	2	1,8	*П*
Универсальный потолочный типа ВДУМ		0,15—5,9	0,2—4,2	—	*В* *К*
Потолочный типа ВДПМIIIв со сплошным диском при $\Delta_0=0,05d_0$		1,1	1	1,9	*В*
Потолочный двухструйный шестидиффузорный типа ВДШ		0,8 1,4	0,65 1,05	1,3	*К* *В*

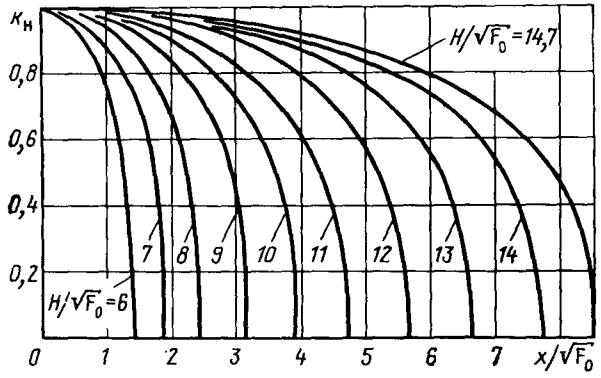


Рис. 8.4. К определению коэффициента неизотермичности $\kappa_н$ при вертиальной подаче воздуха вниз (охлажденного вверх)

для плоских струй

$$v_x = \kappa_c \kappa_в \kappa_н m v_0 \sqrt{b_0}/\sqrt{x}; \tag{8.6}$$

$$\Delta t_x = \frac{\kappa_в}{\kappa_c \kappa_в} \frac{n \Delta t_0 \sqrt{b_0}}{\sqrt{x}}, \tag{8.7}$$

где m, n — коэффициенты соответственно затухания скорости и температуры в струе, зависящие от типа воздухораспределителя (см. табл. 8.2); F_0 — площадь живого сечения воздухораспределителя, м^2; x — расстояние от выпуска струи до расчетного сечения (входа струи в рабочую зону), м, по рис. 8.1; b_0 — расчетный размер, м; $\Delta t_р = t_в - t_п = \Delta t_0$ — разность температур приточного воздуха и воздуха помещений, °С.

Коэффициент стеснения κ_c находится или из графиков [16, 31], или из табл. 8.3, коэффициенты $\kappa_в$ и $\kappa_н$ определяются расчетом.

В формулах (8.5), (8.7) κ_c принимается не менее 0,85. Для полных веерных струй κ_c приведено ниже:

$(H_п - h_{р.з})/\sqrt{F_п}$	0,1	0,4	0,8	1,2	2,6	2,0
κ_c	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,6

Здесь $h_{р.з}$ — высота рабочей зоны.

Коэффициент взаимодействия струй $\kappa_в$ зависит от числа струй и их взаиморасположения, оцениваемого отношением x/l (см. рис. 8.1).

Во избежание увеличения параметров воздуха в струе за счет взаимодействия принимается $x/l = 1{,}8m$. Значения $\kappa_в$ для отдельных условий приведены в табл. 8.4. Более полные данные даны в [31].

Значения $\kappa_в$, приведенные для двух струй, вводятся в формулу для определения параметров воздуха в одной струе при выпуске вблизи стены или потолка, т. е. когда имеются условия настилания струи на ограждение.

Развитие неизотермических приточных струй происходит под влиянием инерционных и гравитационных сил, возникающих в результате разности плотности воздуха в струях и в помещении. От соотношения этих сил в каждом сечении

Таблица 8.3. Значения k_c в (8.4)—(8.7)

Форма струи	$\bar{F}_0 = F_0/F_п$	k_c при $\bar{x}$					
		0.1	0,2	0.3	0.4	0.5	0.6
Компактная и неполная	0,003	1	1	1	1	1	1
Веерная,	0,003	1	1	0,9	0,85	0,8	0,75
$\bar{x} = \frac{x}{m\sqrt{F_п}}$							
	0,006	1	0,9	0,8	0.75	0,7	0,65
	0,01	1	0,9	0,7	0.6	0,5	0,4
	0,05	1	0,8	0,5	0.4	0,2	0,15
	0,1	1	0,7	0,45	0,35	0,15	0,1
	0,2	1	0,55	0,35	0,3	0,1	0,05
Плоская,	—	1	0,85	0,7	0,0	0,5	0.4
$\bar{x} = \frac{x}{m^2\sqrt{H_п}}$							

Примечание. $F_п$ — площадь поперечного сечения помещения, приходящаяся на одну струю, м²; $H_п$ — высота помещения, м.

Таблица 8.4. Значения $\kappa_в$ для отдельных условий

Число струй	$\kappa_в$ при x/l по рис. 8.1							
	для скоростей				для температур			
	10	20	50	100	10	20	50	100
2	1	1,15	1,35	1,4	1	1,3	1,4	1,4
4	1	1,2	1,75	1,95	1	1,4	1,85	1,95
8	1	1,2	1,9	2,45	1	1,4	2,2	2,8
10	1	1,2	1,9	2,45	1	1,4	2,2	2,8
12	1	1,2	1,9	2,65	1	1,4	2,2	2,95
12	1	1,2	1,9	2,7	1	1,4	2,2	3,2

струи, выражаемого числом Архимеда, изменяется траектория струи в помещении. Можно считать, что компактные и веерные струи при $Ar \leqslant 0{,}1$ и плоские при $Ar \leqslant 0{,}15$ не зависят от действия гравитационных сил. Практически это имеет место при разности температур t_0 не более 3 °С.

В практике проектирования влияние неизотермичности струи определяется зависимостью коэффициента $\kappa_н$ от геометрической характеристики струи H, м, рассчитываемой по формуле:

для компактных и веерных струй

$$H = 5{,}45 m v_0 \left(\sqrt[4]{F_0} \Big/ \sqrt{n\Delta t_0}\right); \qquad (8\ 8)$$

для плоских струй

$$H = 9{,}6\sqrt{b_0 (m v_0)^4 / n\Delta t_0^2}. \qquad (8.9)$$

При этом условии коэффициент $\kappa_н$ определяется по следующим формулам.

При вертикальной подаче воздуха сверху вниз при $100 > H/\sqrt{F_0} > 14{,}7$:

для компактной струи

$$\kappa_н = \sqrt[3]{1 \pm 3(x/H)^2}; \tag{8.10}$$

для неполных веерных струй

$$\kappa_н = \sqrt[3]{1 \pm \frac{3}{2}(x/H)^2}\ ; \tag{8.11}$$

для плоских струй

$$\kappa_н = \sqrt{1 \pm 2\sqrt{(x/H)^3}}. \tag{8.12}$$

При $H/\sqrt{F_0} > 100$ $\kappa_н = 1$, т. е. струи можно считать изотермическими.

При горизонтальной подаче воздуха ненастилающимися струями:

для компактных струй

$$\kappa_н = \sqrt{1 \pm (x/H)^4}; \tag{8.13}$$

для плоских струй

$$\kappa_н = \sqrt{1 \pm (x/H)^3}. \tag{8.14}$$

При подаче струи под углом α к горизонтальной плоскости:

для компактных струй:

в (8.4)

$$\kappa_н = \cos\alpha \sqrt{\cos^2\alpha + [\sin^2\alpha \pm (x^2/H\cos\alpha)^2]^2}; \tag{8.15}$$

в (8.5)

$$\kappa_н = \cos\alpha; \tag{8.16}$$

для плоских струй:

в (8.6)

$$\kappa_н = \sqrt{\cos\alpha}\sqrt{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \sqrt{(x/H\cos\alpha)^3}\right]^2}; \tag{8.17}$$

в (8.7)

$$\kappa_н = 1/\sqrt{\cos\alpha}. \tag{8.18}$$

Струи, выпущенные горизонтально или под углом α, под влиянием архимедовых сил поднимаются вверх, если струя нагрета, или опускаются вниз, если струя охлаждена. Вертикальное расстояние y, м, от оси струи в расчетном сечении до уровня истечения (см. рис. 8.1) определяется по формулам:

для компактных и веерных струй

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha + \frac{x^3}{3H^2\cos^3\alpha}; \tag{8.19}$$

для плоских струй

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha + 0{,}4\sqrt{\frac{x^5}{H^3\cos^2\alpha}}. \tag{8.20}$$

При горизонтальной подаче охлажденного воздуха ($\alpha = 0$):

для компактных и веерных струй

$$y = x^3/3H^2; \tag{8.19а}$$

для плоских струй

$$y = 0{,}4\sqrt{x^5 H^3}. \qquad (8.20а)$$

Струя охлажденного воздуха, настилающегося на потолок, на некотором расстоянии отрывается от потолка (см. рис. 8.1,*г*, 8.2,*в*). Горизонтальные компактные струи настилаются на потолок, если выпуск воздуха производится на расстоянии от пола $h > 0{,}65H_{пом}$. Веерные и плоские струи настилаются на ближайшие ограждения независимо от h. Место отрыва струи $x_{отр}$, м, при горизонтальной подаче:

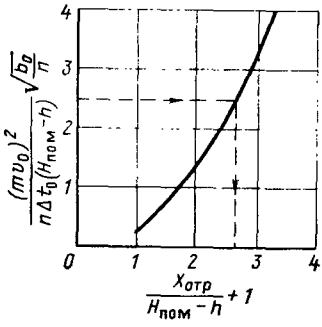


Рис. 8.5. К определению $x_{отр}$

для компактных струй

$$x_{отр} = 0{,}5H; \qquad (8.21)$$

для плоских и веерных струй

$$x_{отр} = 0{,}4H. \qquad (8.22)$$

При вертикальной подаче место отрыва струи, настилающейся на окна и стены, а затем вдоль потолка (см. рис. 8.2,*в*), определяется по рис. 8.5. При вертикальной подаче, когда нет ограничения по высоте (см. рис. 8.2,*б*), струя поднимается на $x_{макс}$, м (дальнобойность струи), равную: для компактных и неполных веерных струй $x_{макс} = 0{,}55H$; для плоских струй $x_{макс} = 0{,}8H$.

При подаче воздуха горизонтальными прямоточными струями выше рабочей зоны максимальные параметры воздуха в обратном потоке определяются по формулам:

для компактных и неполных веерных струй:

$$v_{макс.обр} = \kappa v_0 \sqrt{F_0/F_п}; \qquad (8.23)$$

$$\Delta t_{макс.обр} = 1{,}4\kappa\Delta t_0 \sqrt{F_0/F_п}; \qquad (8.24)$$

для плоских струй

$$v_{обр} = \kappa v_0 \sqrt{b_0/H_п}. \qquad (8.25)$$

Коэффициент $\kappa = 1$ для неполных веерных струй. Для компактных струй κ зависит от числа струй n в ряду:

n	1	2	4	6	10	14	16 и более
κ	1,3	1,15	1,05	1,0	0,9	0,7	0,65

Для плоских струй $\kappa = 1 \div 1{,}25$ в зависимости от способа удаления воздуха [31].

Максимальные параметры воздуха в обратном потоке находятся на расстоянии от воздухораспределителя $x_{кр}$, м:

для компактных и веерных струй

$$x_{кр} = 0{,}3m\sqrt{F_п}; \qquad (8.26)$$

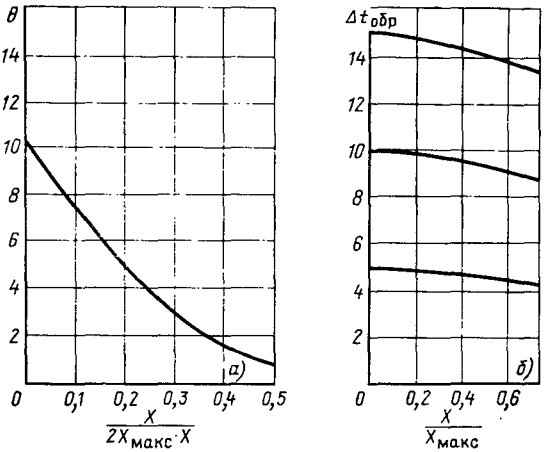


Рис. 8.6. К определению параметров воздуха в обратном потоке при подаче воздуха вертикальными плоскими струями:
а — коэффициент θ; *б* — $\Delta t_{обр}$

для плоских струй

$$x_{кр}=0{,}1m^2H_{п}. \tag{8.27}$$

При подаче воздуха неизотермическими струями на высоте $h=0{,}5H_{п}$ избыточная температура $\Delta t_{о}$, °С, не должна превышать следующих значений:

для компактных струй

$$\Delta t_{о}=1300v_{0}^{2}\sqrt{F_{0}}/(mnF_{п}); \tag{8.28}$$

для плоских струй

$$\Delta t_{о}=[400v_{0}^{2}/mn]\sqrt{b_{0}/H_{п}^{3}}. \tag{8.29}$$

Воздухораспределитель осуществляет эффективное воздухораспределение при омывании рабочей зоны обратным потоком в условной зоне действия одной горизонтальной струи с максимальными размерами: $l_{п}$ — глубина (длина) зоны и B — ширина зоны в поперечном сечении. Для компактной и неполной веерной струй $l_{п}=0{,}7m\sqrt{F_{п}}$, м, $B=3H_{п}$. Для плоской струи ширина зоны действия B не ограничена, $l_{п}=0{,}21m^2H_{п}$ при удалении воздуха из рабочей зоны вблизи места подачи воздуха, $l_{п}=0{,}23m^2H_{п}$ при сосредоточенном удалении воздуха в конце действия струи или рассредоточенном удалении из рабочей зоны.

При подаче воздуха вертикальными плоскими струями (см. рис. 8.2,*б*) скорость в обратном потоке, м/с,

$$v_{обр}=6{,}23v_{0}b_{0}(2x_{макс}-x)\theta. \tag{8.30}$$

Коэффициент θ, а также $\Delta t_{обр}$ определяются по рис. 8.6.

8.4. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Расчет и выбор воздухораспределителей производится в следующем порядке:

1) на основании опыта проектирования в соответствии с требованиями СНиП II-33—75* и исходными данными для данного предприятия выбирается схема организации воздухообмена;

2) определяется расчетный воздухообмен с учетом рекомендаций СНиП II-33—75* и АЗ-669 [41, 31]. Воздухообмен может быть определен ранее и задан при расчете воздухораспределения;

3) принимается тип воздухораспределителей с учетом уровня их расположения и компоновки приточно-вытяжного оборудования в соответствии с указаниями [31];

4) определяется шаг воздухораспределителей B и число воздухораспределителей в одном ряду при заданных размерах помещения; находится глубина действия приточных струй, устанавливается число рядов воздухораспределителей и уточняется общее число воздухораспределителей;

5) находится расход воздуха на один воздухораспределитель, выбирается его типоразмер [31] и скорость воздуха в выходном сечении v_0;

6) устанавливаются поправочные коэффициенты и рассчитываются максимальные скорости v_x и $v_{обр}$;

7) при выполнении условий обеспечения нормируемой скорости движения воздуха в рабочей зоне рассчитываются Δt_x и $\Delta t_{обр}$ и их значения сравниваются с допустимыми величинами;

8) при невыполнении нормируемых условий по скорости и разности температур изменяется число воздухораспределителей, их тип, а в отдельных случаях и схема организации воздухообмена (и схема подачи воздуха);

9) при проектировании проверяется, удовлетворяет ли размещение воздухораспределителей равномерности параметров воздуха в рабочей зоне по значению $\bar{F}_{стр}$.

Для компактных и неполных веерных струй [2].

$$\bar{F}_{стр}=F_{стр}/F_{пл}=(8{,}34x^2\kappa)/mnF_{пл}), \qquad (8.31)$$

где $\bar{F}_{стр}$ — условная площадь струи, м²; $F_{пл}$ — площадь пола помещения, приходящаяся на одну струю, м²; $\kappa=1$ для ненастилающихся и 0,5 для настилающихся струй.

Для плоских струй

$$\bar{F}_{стр}=(3{,}17x\kappa)/mnB. \qquad (8.32)$$

Равномерность воздухораспределения считается удовлетворительной, если $\bar{F}_{стр}=0{,}2\div0{,}5$ для компактных, неполных веерных и плоских струй и $\bar{F}_{стр}=0{,}5\div1$ для полных веерных струй.

Пример 8.1. Произвести расчет воздухораспределения, если общий расход воздуха, подаваемого в помещение, $L=48\,000$ м³/ч при рабочей разности темпе-

ратур $\Delta t_0 = \Delta t_р = 5$ °С. Размеры помещения 18×72×7 м, объем помещения $V_п = 9072$ м³, категория работы — средней тяжести.

Решение. Кратность воздухообмена $n = 48\,000 : 9072 = 5{,}31$/ч. Подачу воздуха осуществляем выше рабочей зоны прямоточными компактными струями, омывающими рабочую зону обратным потоком через воздухораспределители ВГК с коэффициентами затухания: $m = 6{,}2$, $n = 5{,}1$ [31]. Подача воздуха на высоте 4 м, $h/H_п = 4 : 7 = 0{,}57$ менее 0,65; струя не растилается на потолок, схема подачи воздуха по рис. 8.1 (температура воздуха $t_р < t_в$).

Ширина зоны действия струи (шаг струи) $B = 3H_п = 3 \cdot 7 = 21$ м. Располагаем воздухораспределители по длинной стороне помещения, число воздухораспределителей (72 : 21) принимаем 4; действительные значения $B = 72 : 4 = 18$ м. Площадь поперечного сечения помещения на один воздухораспределитель $F_п = B_п H_п / 4 = 72 \cdot 7 / 4 = 126$ м, глубина зоны действия струи $l_п = 0{,}7 m \sqrt{F_п} = 0{,}7 \cdot 6{,}2 \sqrt{126} = 48{,}8$ больше размера помещения в направлении действия струи $l_п = 18$ м; следовательно, устанавливаем четыре воздухораспределителя в один ряд (по одной стене).

Расход воздуха на один воздухораспределитель $L_1 = L/4 = 48\,000 : 4 = 12\,000$ м³/ч. Принимаем воздухораспределитель ВГК-2: $b_0 l_0 = 0{,}8 \cdot 0{,}8 = 0{,}64$ м², живое сечение $F_0 = 0{,}64$ м². Скорость выпуска воздуха $v_0 = L_1 / (3600 F_0) = 12\,000 / (3600 \cdot 0{,}64) = 5{,}2$ м/с.

Максимальная скорость воздуха в обратном потоке

$$v_{макс.обр} = \kappa v_0 \sqrt{F_0 / F_п} = 1{,}05 \cdot 5{,}2 \sqrt{0{,}64 / 126} = 0{,}39 \text{ м/с}.$$

Коэффициент $\kappa = 1{,}05$ для четырех струй в ряду.

Нормируемая скорость воздуха по [7, 41] $v_{норм} = 0{,}5$ м/с. Максимально допустимая скорость движения воздуха с учетом расчетных условий (табл. 8.1): $v_{доп} = 1{,}8 \cdot 0{,}5 = 0{,}9$ м/с, т. е. $v_{макс.обр}$ меньше допустимого значения скорости.

Допустимая разность температур с коэффициентом 1,5 (люди находятся вне зоны прямого воздействия струи)

$$\Delta t_{доп} = 1{,}5 \frac{t_{доп} - t_{опт}}{2} = 1{,}5 \frac{28 - 23}{2} = 3{,}75 \text{ °С};$$

$t_{доп}$ и $t_{опт}$ по [7].

Максимальная разность температур воздуха в обратном потоке

$$\Delta t_{макс.обр} = 1{,}4 \Delta t_0 \sqrt{F_0 / F_п} = 1{,}4 \cdot 5 \sqrt{0{,}64 / 126} = 0{,}5 \text{ °С},$$

т. е. значительно меньше $\Delta t_{доп}$.

Струя входит в рабочую зону в точке с координатами x, y (см. рис. 8.1). Величина $h - h_{р.з} = 4 - 2 = 2$ м. Из (8.21) $x = \sqrt[3]{3 H^2 y}$. Геометрическая характеристика струи H по (8.8)

$$H = 5{,}45 m v_0 \sqrt{F_0} / \sqrt{n \Delta t_0} = 5{,}45 \cdot 6{,}2 \cdot 5{,}2 \sqrt{0{,}64} / \sqrt{5{,}1 \cdot 5} = 30{,}8.$$

Тогда $x = \sqrt{3 \cdot 30{,}8^2 \cdot 2} = 17{,}83$ м, т. е. струя входит в рабочую зону в конце помещения (зоны действия).

Глава девятая

ЗАЩИТА ОТ ШУМА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

9.1. ИСТОЧНИКИ ШУМА, ЕГО РАСПРОСТРАНЕНИЕ И ВРЕДНОЕ ВЛИЯНИЕ НА ЧЕЛОВЕКА

Снижение шума в производственных помещениях обеспечивает нормальные санитарно-гигиенические условия труда обслуживающего персонала промышленных предприятий.

Под шумом понимают всякого рода звуки, нарушающие тишину или мешающие восприятию полезных звуков, а также звуки, оказывающие вредное или раздражающее действие на организм человека.

Звук представляет собой волновое движение упругой среды и воспринимается органом слуха при воздействии звуковых волн в диапазоне частот 16—20 000 Гц *.

Звуковая волна характеризуется колебательной скоростью, звуковым давлением и интенсивностью. Частота колебаний звуковой волны измеряется в герцах (1 Гц равен одному колебанию в секунду), уровень звукового давления L — в децибелах (дБ). Значение L, дБ, определяют по формуле

$$L = 20 \lg \frac{p_{ср}}{p_0}, \qquad (9.1)$$

где $p_{ср}$ — среднеквадратичное значение звукового давления, Па; $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ — пороговое значение звукового давления, Па. Уровень звукового давления в октавных полосах измеряется шумомером по шкале С, дБ, а общий уровень звука — по шкале А, дБА (децибел А).

Изменение амплитуд составляющих шума в зависимости от частоты колебаний называется спектром шума. При определении спектра необходимо указывать ширину частотных полос. Обычно применяются октавные полосы, т. е. полосы частот, в которых верхняя граничная частота в 2 раза, а среднегеометрическая в 1,41 раза больше нижней.

Весь слышимый диапазон разделяют на восемь октавных полос со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. По характеру спектра шум различается на низкочастотный, среднечастотный и высокочастотный с соответственными максимумами звукового давления в области частот: ниже 300, 300—800 и более 800 Гц.

---

* В технике вентиляции и кондиционирования воздуха практически имеют место шумы с частотами в диапазоне 40—10 000 Гц.

Таблица 9.1. **Допустимые уровни звукового давления L, дБ, от вентиляторных установок в производственных помещениях на постоянных рабочих местах [6]**

Помещение	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Точной сборки, машинописное бюро	83	74	68	63	60	57	55	54
Лаборатории для проведения экспериментальных работ, помещения для размещения шумных агрегатов, вычислительных машин	94	87	82	78	75	73	71	70
Конструкторские бюро, лаборатории для обработки экспериментальных данных, помещения расчетчиков и программистов вычислительных машин	71	61	54	49	45	42	40	38

Примечание. Таблица дана в сокращенном виде, подробнее—см. ГОСТ 12.1.003—83, п.2.3.

Длительное воздействие шума вызывает необратимое изменение в органах слуха. Влияние шума на организм человека представлено ниже:

Уровень звукового давления, дБ	Реакция организма на шум
Менее 120	Отсутствие болевых ощущений
120—140	Боль в ушах
140—150	Возможно механическое повреждение органов слуха

Согласно ГОСТ 12.1.003—83 устанавливаются допустимые уровни звукового давления, создаваемого в помещениях установками кондиционирования воздуха и механической вентиляции (табл. 9.1).

Источниками шума систем кондиционирования воздуха и механической вентиляции являются работающие механизмы — вентиляторы, электродвигатели, холодильные машины (в местных кондиционерах), воздухорегулирующие и воздухораспределительные устройства, а также элементы сети воздуховодов (разветвления, повороты, изменение поперечного сечения и др.).

Шум, создаваемый вентилятором, передается по воздуховодам и проникает через приточные и вытяжные решетки в помещения или в окружающую атмосферу. Распространение воздушного шума происходит также через ограждающие конструкции, отверстия и щели в них. Кроме того, в строительных конструкциях зданий возникают колебания в слышимом диапазоне частот от динамических нагрузок, создаваемых работающими вентиляционными установками.

9.2. МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ШУМА

Общими мероприятиями, позволяющими снизить уровень звукового давления в помещении до требуемого санитарными нормами, являются: применение более совершенных с акустической точки зрения оборудования (вентиляторы, кондиционеры) и коммуникации (воздушные каналы, воздухораспределительные устройства), выбор рационального режима работы вентилятора, размещение вентиляционного оборудования вне рабочего помещения, ограничение скорости движения в воздуховодах, звукоизоляция кондиционеров и воздуховодов, применение в помещениях звукопоглощающей облицовки и других звукопоглотителей, а в ряде случаев установка в системах кондиционирования воздуха специальных шумоглушителей. Наиболее значительные шумы (аэродинамические и механические) возникают в вентиляторе.

Аэродинамический шум является преобладающим и вызывается периодическими пульсациями давления, создаваемыми вращающимися лопатками и турбулентным движением потока. Механический шум возникает в результате вибрации стенок кожуха вентилятора, в подшипниках, в передаточном устройстве от электродвигателя к вентилятору.

Снижению шума в вентиляторных установках способствуют следующие мероприятия: применение центробежных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, а также осевых вентиляторов; установка вентилятора на виброизолирующем основании; замена подшипников качения подшипниками скольжения, тщательная балансировка рабочего колеса вентилятора; непосредственное соединение вентилятора с электродвигателем или соединение через клиноременную передачу; применение мягких вставок между вентилятором и воздуховодом; снижение окружной скорости рабочего колеса до 25—30 м/с; поддержание режима работы вентилятора, близкого к режиму максимального КПД (с отклонением не более чем на 10 %). При проведении акустических расчетов следует учитывать снижение уровней звуковой мощности в вентиляционной сети при прохождении воздуха от вентилятора к приточной решетке. Затухание шума в каналах происходит за счет трения воздуха о стенки, потерь в местных сопротивлениях, частичного поглощения шума ограждающими конструкциями.

Для обеспечения малошумного режима работы вентиляционной установки следует стремиться к применению более простых по составу и не очень разветвленных систем, обладающих минимально возможным гидравлическим сопротивлением. Это позволит применить вентиляционные агрегаты с невысокими давлениями, менее шумные.

Повышение расхода воздуха вызывает рост его скорости и, значит, уровней шума в коммуникациях вентиляционной системы. Дроссельные устройства, установленные на воздуховодах (заслонки, задвижки), являются интенсивными источниками шума.

Звукопоглощающие материалы и конструкции. Они применяются в системах кондиционирования воздуха и механической вентиляции, помимо своего основного назначения, должны удовлетворять ряду требований, связанных с конкретными условиями их работы. Так, в приточных вентиляционных системах применяют звукопоглощающие материалы, не выделяющие пыль, например полужесткий винипор, базальтовое или стеклянное супертонкое волокно. В вытяжках вен-

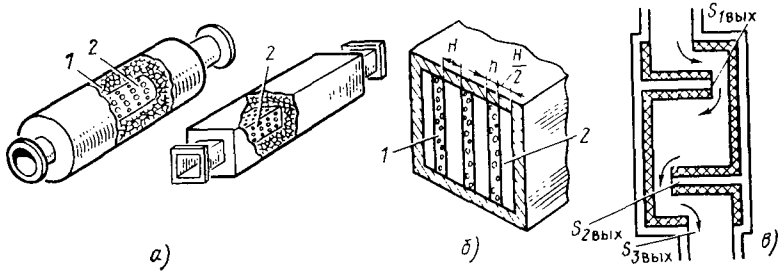


Рис. 9.1. Схемы глушителей:

а — трубчатые; *б* — пластинчатый; *в* — камерный; *1*—звукопоглощающий материал; *2*—сетка или перфорированная оболочка

тиляционных системах применяются минераловатные полужесткие плиты, а также мелкофракционный керамзит. Звукопоглощающие материалы, находящиеся в пожароопасных помещениях, должны быть несгораемыми.

В звукопоглощающих конструкциях сыпучие и волокнистые материалы должны применяться в сочетании с защитными «акустически прозрачными» оболочками, которые практически не ухудшают звукопоглощающих свойств материала. Такими оболочками могут служить некоторые ткани — павиол марки «Авиапол» *, перфорированные листы или сетки, выполненные из металла или пластмасс.

Глушители шума и методика их расчета. В системах кондиционирования воздуха и механической вентиляции для снижения шума, распространяющегося по каналам, обычно применяют трубчатые, пластинчатые и камерные глушители, а также облицовку воздуховодов и поворотов изнутри звукопоглощающими материалами. На рис. 9.1 приведены схемы различных конструкций глушителей со звукопоглощающим материалом — трубчатые глушители (рис. 9.1,*а*), выполненные в виде полностью облицованных каналов круглого или прямоугольного сечения; пластинчатые или щитовые глушители (рис. 9.1,*б*), представляющие собой набор параллельно и равномерно расположенных в канале пластин, заполненных звукопоглощающим материалом; камерные глушители (рис. 9.1,*в*).

Выбор конструкций глушителей определяется размером воздуховода, допустимой скоростью воздушного потока и требуемым снижением октавных уровней звукового давления.

Трубчатые глушители обычно применяются для небольших вентиляционных установок с проходным сечением воздуховодов не более 0,25 м^2. Для установок большей мощности рекомендуется использовать пластинчатые глушители. Глушитель трубчатого типа имеет простую конструкцию, а его гидравлическое сопротивление меньше, чем у пластинчатого глушителя.

Основным источником шума в системах механической вентиляции и кондиционирования воздуха является вентилятор, поэтому глушители обычно размещают в непосредственной близости от его воздухоприемного и нагнетательного патрубков.

---

* Изготовляется из стеклоткани с односторонним покрытием поливинилхлоридной массой.

Размеры шумоглушащих устройств определяют по значениям требуемого снижения шума, полученным акустическим расчетом, и по необходимой площади свободного сечения глушителя. Требуемая площадь свободного сечения $F_{св}$, м^2, глушителя находится из выражения

$$F_{св} \geqslant V/v_{доп}, \qquad (9.2)$$

где V — объемный расход воздуха через глушитель, м^3/с; $v_{доп}$ — допустимая скорость движения воздуха в глушителе, м/с.

Значения $v_{доп}$ для жилых и общественных зданий [48], вспомогательных зданий и помещений предприятий приведены ниже:

Допустимый уровень звука в помещении, дБА	30	40	50	55
Допустимая скорость движения воздуха в глушителе, м/с	4	6	8	10

Повышение скорости воздушного потока $v_{доп}$ приводит к снижению акустической эффективности глушителя из-за образования в нем вторичной генерации шума. В производственных зданиях предприятий скорость движения воздуха в глушителях не должна превышать 12 м/с.

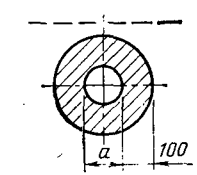
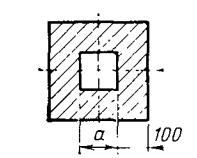
Для вентиляционных глушителей, которые подбираются по таблицам эффективности на 1 м длины глушителя, требуемую длину $l_{тр}$, м, определяют по формуле

$$l_{тр} = \Delta L_{тр}/\Delta L, \qquad (9.3)$$

где $\Delta L_{тр}$ — расчетное требуемое снижение шума в данной октавной полосе, дБ; ΔL — затухание шума на 1 м длины глушителя, дБ/м (табл. 9.2).

Требуемое снижение уровней звукового давления $\Delta L_{тр}$, дБ (от одного источника шума), определяется как разность ожидае-

Таблица 9.2. Удельное затухание шума ΔL, дБ/м, в трубчатых глушителях при скорости потока не свыше 10 м/с [40]

Поперечное сечение глушителя	a, мм	Удельное затухание шума, дБ/м, при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	115	5,0	8,5	21,0	26,0	36,0	33,0	33,0	23,0
	195	3,5	6,5	15,0	18,0	21,0	20,0	16,0	10,5
	285	2,5	5,5	12,0	11,5	15,0	14,5	8,5	5,0
	375	1,5	4,0	10,5	10,0	13,0	12,0	8,0	4,5
	440	1,0	3,5	9,0	12,0	11,0	9,0	4,0	3,0
	300	2,5	6,5	11,0	18,0	18,0	14,5	10,0	1,5
	370	2,0	5,0	9,0	13,5	14,0	9,0	5,5	1,5
	460	1,5	4,0	7,0	11,0	10,0	7,5	2,5	1,5

Примечание. Звукопоглощающий заполнитель: супертонкое стеклянное или базальтовое волокно, $\rho_{ср}$=25 кг/м^3; минераловатные плиты, $\rho_{ср}$=100 кг/м^3.

Таблица 9.3. **Значения критерия шумности $\bar{L}$, дБ, для вентиляторов [40, 48]**

Тип и серия вентилятора	Критерий шумности $\bar{L}$, дБ, для стороны	
	нагнетания	всасывания
Центробежные		
Ц4-70, Ц4-76	41	38
Ц14-46	47	42
Ц9-55 Ц9-57, Ц10-28	47,5	43,5
ЦП7-40	48	43
Ц6-46	43	39
ВВД	48	40
Крышные		
КЦ3-90, КЦ4-84В	52	48
Ц3-04	49	49

мого уровня звукового давления в расчетной точке помещения до осуществления мероприятий по снижению шума L и допустимого уровня $L_{доп}$:

$$\Delta L_{тр} = L - L_{доп}. \qquad (9.4)$$

Значения $L_{доп}$ для производственных помещений приведены в табл. 9.1.

Октавные уровни звукового давления в помещении L, дБ, определяются по формуле

$$L = L_{общ} - \Delta L_1 + \Delta L_2 - \Delta L_в, \qquad (9.5)$$

где $L_{общ}$ — общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов, дБ; ΔL_1 — поправка, учитывающая распределение звуковой мощности по октавным полосам, дБ; ΔL_2 — поправка, учитывающая влияние присоединения вентилятора к сети воздуховодов, дБ; $\Delta L_в$ — суммарное снижение (потери) уровня звуковой мощности шума вентилятора по пути распространения звука по воздуховодам, дБ.

Значения ΔL, ΔL_2 и $\Delta L_в$ принимаются по справочным данным [36, 44], полученным опытным путем для всех октавных полос. $L_{общ}$ находится из выражения

$$L_{общ} = \bar{L} + 25 \lg H + 10 \lg V + \delta, \qquad (9.6)$$

где $\bar{L}$ — критерий шумности, зависящий от типа и конструкции вентилятора, дБ (табл. 9.3); H — полное давление, создаваемое вентилятором, Па; V — объемный расход воздуха вентилятора, м^3/с; δ — поправка на режим работы вентилятора, дБ. Значение поправки δ, дБ, приведено ниже:

Отклонение режима работы вентилятора более чем на 20% от режима с максимальным КПД 4,0
Отклонение менее чем на 20% 2,0
Отклонение менее чем на 10% 0

Таблица 9.4. **Коэффициент местного сопротивления ζ для пластинчатых глушителей [40]**

Пластина	Отношение $F_{св}/F_{габ}$					
	0.3	0,4	0,5	0.6	0.7	0,8
Незакругленная	9,20	4,15	2,00	1,05	0,50	0,22
Закругленная	6,90	3,00	1,40	0,70	0,30	0,12

Примечание. $F_{св}$ и $F_{габ}$—свободная площадь глушителя и габаритная площадь воздуховода, где установлен глушитель.

Затухание (ослабление) шума $\Delta L_г$, дБ, в трубчатых шумоглушителях с заданными геометрическими размерами можно определить по формуле

$$\Delta L_г = 1{,}2\,\alpha \frac{П}{F} l, \qquad (9.7)$$

где α — коэффициент звукопоглощения материала облицовки; $П$ — периметр свободного сечения облицовочного канала, м; F — площадь свободного сечения канала, м^2; l — длина облицованного участка канала (глушителя), м.

Коэффициент звукопоглощения α зависит от рода материала, его толщины и угла падения звуковой волны. Коэффициент α для различных звукопоглощающих конструкций, выпускаемых отечественной промышленностью, приведен в [40, 48].

Гидравлическое сопротивление пластинчатых вентиляционных глушителей $H_г$, Па, определяется по формуле

$$H_г = \left(\zeta + \lambda \frac{l}{D_г}\right) \frac{v^2 \rho}{2}, \qquad (9.8)$$

где ζ — суммарный коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости воздуха в свободном сечении глушителя (находится по табл. 9.4); λ — коэффициент трения [40], приведен ниже:

Гидравлический диаметр глушителя $D_г$, м	0,1	0,2	0,4	0,6	1,0	1,5
Коэффициент трения λ	0,06	0,05	0,04	0,03	0,025	0,025

l — длина глушителя, м; $D_г$ — гидравлический диаметр канала глушителя (для пластинчатого глушителя гидравлический диаметр всего глушителя тот же, что и для одного из составляющих его одинаковых параллельных каналов), м; v — скорость воздуха в воздуховоде перед глушителем, м/с; ρ — плотность воздуха в воздуховоде, кг/м^3.

Гидравлическое сопротивление трубчатых глушителей определяется также по (9.8), в которой принимается $\zeta = 0$.

Если решающее влияние на уровни шума оказывают концевые воздухораспределители, то установка в системе глушителей не даст положительных результатов.

В этом случае следует применить менее шумные воздухораспределители или снизить скорость движения воздуха в них (например, за счет увеличения числа воздухораспределителей).

Вибро- и звукоизоляция. Виброизолирующие устройства у вентиляторных агрегатов позволяют снизить динамические нагрузки на несущие строительные конструкции, что предотвращает их вибрацию, обусловливающую возникновение шума.

Виброизоляция осуществляется путем применения виброизолирующих оснований (обычно пружинных) под агрегат и установкой мягких вставок между вентилятором и присоединенными к нему воздуховодами. Мягкие вставки, как правило, изготовляют из стеклоткани, не теряющей своих свойств в диапазоне температур —80÷100 °С и устойчивой против воздействия агрессивных средств. Стеклоткань можно заменить брезентом, если вентилятором перемещается воздух, не содержащий агрессивную среду.

Для снижения шума, передающегося от вентилятора через стенки кожуха и воздуховодов, применяется звукоизоляция вентиляционных агрегатов и коммуникаций.

Глава десятая

ВЫБОР СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

10.1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Проектирование систем отопления можно разделить на четыре основных этапа: 1) расчет теплового режима; 2) выбор системы отопления; 3) конструирование системы отопления; 4) тепловые и гидравлические расчеты элементов системы.

Расчет теплового режима включает выбор расчетных параметров воздуха, составление тепловых балансов помещения, определение защитных свойств ограждений.

Выбор системы отопления предусматривает выбор типа теплоносителя и его параметров, выбор типа оборудования и установление его характеристик, выбор схемы системы, режима ее работы и условий регулирования с учетом нормативных и ведомственных требований и экономической эффективности.

Конструирование системы заключается в размещении оборудования, трубопроводов, запорной и регулирующей аппаратуры и приборов.

Тепловые и гидравлические расчеты включают: определение поверхностей нагрева отопительных приборов и теплообменников; расчет изоляции трубопроводов и теплообменников; расчет сечений трубопроводов и определение гидравлических потерь в элементах системы; определение потребного напора в системе. В зависимости от потребителя и выбранной схемы системы тепловые и гидравлические расчеты выполняются или одновременно, или последовательно.

Расчетные параметры воздуха в помещении принимаются в соответствии с ГОСТ 12.1.005—76 [7] и СНиП II-33—75* [41]

(см. § 1.2). Расчетная температура наружного воздуха принимается по параметрам Б для холодного периода года по СНиП II-33—75*.

10.2. ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Для определения тепловой мощности системы отопления тепловой баланс составляют по явной теплоте для холодного периода года. При этом принимают максимальные тепловые потери при расчетных параметрах внутреннего и наружного воздуха и минимальные тепловыделения. В производственных помещениях учитываются тепловыделения в период производственного процесса с минимальными тепловыделениями. В гражданских помещениях тепловой баланс составляется без учета людей, освещения и других источников тепловыделений, а с учетом только бытовых тепловыделений в жилых помещениях $q_б$, Вт, определяемых по формуле [41]

$$q_б = 21F_{пл}, \tag{10.1}$$

где $F_{пл}$ — площадь пола жилого помещения, м^2.

Системы отопления предусматриваются при отрицательном тепловом балансе по явной теплоте $\Delta Q^я_{нед}$. В помещениях с переменным тепловым режимом при недостатках теплоты в нерабочее время предусматривается дежурное отопление, исходя из условий сохранности зданий, оборудования, приборов и материалов. Тепловые потери в помещении в нерабочее время определяются при расчетной температуре наружного воздуха $t_н$ и при расчетной температуре внутреннего воздуха при дежурном отоплении $t_д$. Температура $t_д$ принимается равной 5 °С, если по требованиям производства нет других указаний.

Дежурное отопление выполняется основными системами отопления путем выключения части нагревательных приборов; при воздушном отоплении, совмещенном с вентиляцией, предусматривается работа систем при полной рециркуляции. В случае односменной работы допускается устройство самостоятельной системы дежурного отопления.

При расчете тепловой мощности следует учитывать и то, что к началу работы за счет проектируемых отопительно-вентиляционных систем должна быть достигнута нормируемая температура воздуха в помещении.

Расчетная тепловая мощность системы отопления $Q_о$, Вт, определяется с учетом потерь теплоты трубопроводами, проходящими через неотапливаемые помещения, а также потерь теплоты, связанных с размещением нагревательных приборов у наружных ограждений. Потери теплоты не должны превышать 15 % мощности системы отопления, т. е.

$$Q_о = (1{,}1 \div 1{,}15)\,\Delta Q^я_{нед}. \tag{10.2}$$

10.3. ВЫБОР СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

При выборе систем отопления необходимо учитывать санитарно-гигиенические, экономические, строительные, монтажные и эксплуатационные требования [5]. Системы отопления должны обеспечивать равномерное нагревание воздуха в помещении в течение всего отопительного периода. При выборе способа обогрева используются результаты расчета теплового режима. Для уменьшения радиационного охлаждения, а также охлаждения в нижней зоне помещений желательно применять равномерное нагревание ограждений. Удовлетворить полностью это требование в обычных условиях и при обычных системах отопления практически невозможно. Поэтому в задачу проектирования входит вопрос о наиболее рациональном размещении нагревательных приборов. Требуемые параметры воздуха системы отопления должны поддерживаться в течение длительного времени, иными словами, санитарно-гигиенические требования должны обеспечиваться при выполнении условий надежности и долговечности системы. При этом должны удовлетворяться требования, предъявляемые к теплоносителю, нагревательным приборам и прокладке теплопроводов. Для выполнения требования по надежности системы необходимо выбирать систему с наиболее надежными конструктивными элементами. С точки зрения требований эксплуатации система отопления должна быть проста, удобна и безопасна в обслуживании. По архитектурно-планировочным требованиям необходимо, чтобы размещение нагревательных приборов, труб и других элементов системы выполнялось с учетом строительных конструкций [5, 33].

При проектировании системы необходимо, чтобы выбранная система имела высокие технико-экономические показатели. Показатели экономичности зависят от стоимости материалов и оборудования, стоимости изготовления и монтажа системы и ее элементов, уровня эксплуатации. Требования экономичности включают также автоматизацию и механизацию при монтаже и эксплуатации системы, унификацию узлов и деталей. При проектировании оптимальное решение принимается на основе анализа технико-экономических показателей (см. § 14.4).

Существенное значение при выборе системы имеет выбор теплоносителя. Основные теплоносители — вода и воздух дешевы, не загрязняют воздух помещения и окружающую среду. Однако оба теплоносителя имеют различные характеристики, влияющие на показатели системы отопления [33].

По капитальным затратам системы водяного и воздушного отопления близки одна к другой. По затратам металла на теплообменное оборудование выгоднее система воздушного отопления. Однако вследствие наличия воздуховодов большого сечения возможно, что при водяном отоплении расход металла на трубопроводы будет меньшим, чем при воздушном отоплении. Расход металла на трубопроводы при воздушном отоплении может быть уменьшен за счет изготовления неметаллических возду-

ховодов. Местная система воздушного отопления без воздуховодов по капиталовложениям обычно экономичнее центральных систем. При этом не следует забывать, что она уступает им по санитарно-гигиеническим и акустическим требованиям, особенно при повышенных температуре и скорости воздуха.

При воздушном отоплении возможно более точное и быстрое регулирование температуры теплоносителя вследствие малой тепловой инерции воздуха. При водяном отоплении массы воды в системе и тепловая инертность системы значительны, что приводит к более медленному изменению температуры, и регулирование осуществляется с колебаниями до 2 °С. Однако значительная тепловая инерция водяного отопления позволяет поддерживать в допустимых пределах отклонения температуры воздуха в помещении при отключении системы на некоторое время.

Воздух, поступающий в помещение при воздушном отоплении, может проходить очистку и таким образом возможно поддержание необходимых санитарно-гигиенических условий. При водяном отоплении воздух помещения загрязняется продуктами разложения органической пыли, откладывающейся на горячих поверхностях нагревательных приборов. Для уменьшения этого явления температура поверхности приборов для жилых и общественных зданий, а также для некоторых промышленных цехов не должна превышать 65 °С, что определяет верхний предел температуры теплоносителя 95 °С.

В паровых системах отопления сечение труб меньше, чем в водяной, вследствие высокой скорости пара; обычно на 25—35 % меньше поверхность нагревательных приборов. Паровые системы позволяют быстро прогревать помещения и отапливать здания любой этажности. Однако недостатки паровых систем отопления: низкие санитарно-гигиенические показатели вследствие высоких температур поверхностей нагревательных приборов, сложность центрального регулирования теплоотдачи, невозможность изменения температуры теплоносителя, снижение срока службы системы за счет наличия конденсатопроводов и конденсатоотводчиков, низкие акустические показатели — ограничивает область их применения только отдельными производственными помещениями.

СНиП II-33—75* для помещений различного назначения рекомендует определенные системы отопления. Для производственных помещений с постоянным тепловым режимом при положительном тепловом балансе (избытки теплоты) отопление не проектируется; при отрицательном тепловом балансе (недостатки теплоты) в большинстве производств проектируется воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией или с кондиционированием воздуха. Допускается также водяное отопление с радиаторами и конвекторами, со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами и стояками, а также воздушное отопление с отопительными агрегатами. В помещениях категорий Г и Д допускается водяное и паровое отопление с ребристыми трубами, газовое отопление с инфракрасными излучате-

лями. В помещениях с выделением негорючей и невзрывоопасной пыли допускается воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией, водяное и паровое отопление с радиаторами. При легковозгоняемых ядовитых выделениях проектируется специальное отопление. Если рабочие места располагаются вблизи световых проемов, то рекомендуется подавать подогретый воздух под окна или устраивать водяное отопление, располагая нагревательные приборы под световыми проемами.

В жилых и общественных помещениях, а также в бытовых и вспомогательных помещениях промышленных предприятий применяется преимущественно водяное отопление с радиаторами, с конвекторами и панелями с температурой горячей воды до 95 °С (при однотрубных системах до 105 °С). В основных помещениях общественных зданий (залы) применяется воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией, однако так же, как и для промышленных помещений при работе в одну смену, целесообразность совмещения систем должна быть обусловлена.

Если в помещениях, относящихся по взрывопожароопасности к категориям А, Б и Е хранятся, выделяются или применяются вещества, самовозгорающиеся или самовзрывающиеся при соприкосновении с горячей поверхностью приборов, водяное отопление не допускается. При наличии взрывопожароопасной пыли возможно применение водяного отопления с температурой теплоносителя до 110 °С, причем эта температура должна быть равна не более 80 % температуры самовозгорания паров, газов и пыли, выделяющихся в помещении. В таких системах нагревательные приборы устанавливаются с гладкой поверхностью и без ниш.

При выборе системы отопления необходимо учитывать также некоторые общие требования: для зданий одного района применять один вид теплоносителя; в одном здании устраивать одну систему отопления, в крупных зданиях возможно проектирование нескольких систем в зависимости от назначения помещений; в системах отопления применять теплоноситель, используемый для технологических процессов, если это не противоречит санитарно-гигиеническим требованиям и экономически целесообразно.

По конструктивным особенностям в водяных системах предпочтение отдается однотрубным системам как проточным, так и проточно-регулируемым, а также системам с замыкающими участками. Первые дешевле, но для крупных систем, требующих регулирования, они не должны применяться.

Выбирая приборы отопления, следует в помещениях с повышенными санитарно-гигиеническими требованиями устанавливать приборы, имеющие высокие показатели (++ — приложение 3) в отношении допустимой температуры поверхности и возможности очистки, т. е. стальные радиаторы и гладкие трубы. При пониженных санитарно-гигиенических требованиях решающее значение при выборе типа прибора имеют технико-экономические показатели: малая металлоемкость, высокий коэффициент теплопередачи, возможность механизации, меньшие затраты труда при

изготовлении и монтаже (стальные панельные радиаторы, конвекторы без кожуха). При нормальных санитарно-гигиенических условиях применяются все приборы с учетом технико-экономических показателей.

В системах воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией или кондиционированием воздуха, для нагрева воздуха используются калориферы и воздухоподогреватели, устанавливаемые в приточных камерах и в кондиционерах. В местных системах воздушного отопления при полной рециркуляции воздуха и при дежурном отоплении следует применять отопительные агрегаты подвесного (АПВ, АПВС) и напольного (СТД-300М) типов [5, 38]. При необходимости работы с добавкой свежего воздуха устанавливаются отопительно-вентиляционные агрегаты, подобные отопительным, но имеющие смесительную камеру с клапанами для наружного и рециркуляционного воздуха.

При выборе типа нагревательных приборов для помещений различного назначения следует руководствоваться рекомендациями СНиП II-33—75*.

Глава одиннадцатая

СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

11.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Размещение нагревательных приборов. Для создания необходимого теплового режима большое значение имеет рациональное размещение нагревательных приборов. Преимущественным является размещение приборов под световыми проемами у наружных ограждений. Такое расположение способствует повышению температуры в нижней части наружной стены и уменьшает радиационное охлаждение. Потоки теплого воздуха, поднимающиеся по стене, уменьшают проникновение холодного воздуха в рабочую зону. При установке приборов следует учитывать удобства осмотра, очистки и ремонта. Разрешается устанавливать приборы у наружных стен в нишах; глубина ниши принимается до 130 мм (рис. 11.1).

При размещении приборов под окнами вертикальная ось прибора и окна проема должны совпадать. В жилых и общественных зданиях и бытовых помещениях промышленных предприятий разрешается смещение осей с целью уменьшения длины подводки. В этом случае стояк размещается на расстоянии (150±±50) мм от оконного проема и подводку делают длиной (380±±20) мм; при $d_y=25$ мм длина подводки принимается до 500 мм.

В ряде случаев разрешается ограждать приборы декоративными укрытиями. При этом необходимо учитывать возможное уменьшение теплоотдачи приборов.

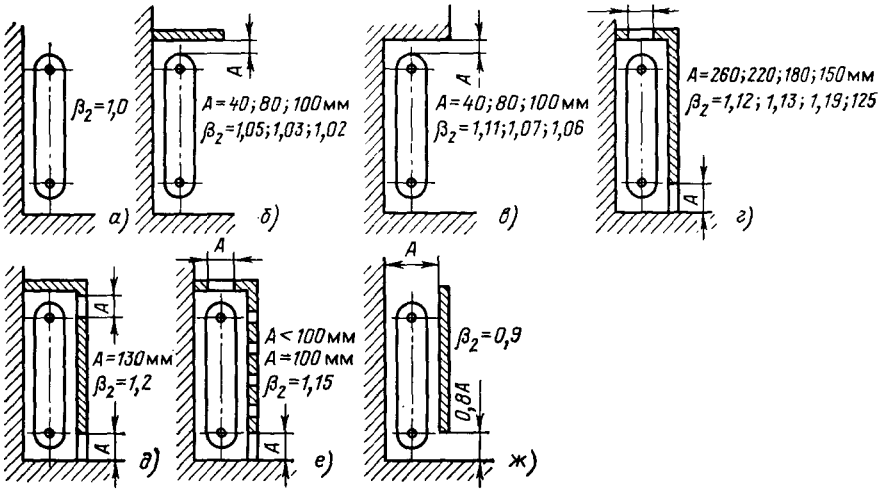


Рис. 11.1. Схемы размещения нагревательных приборов:

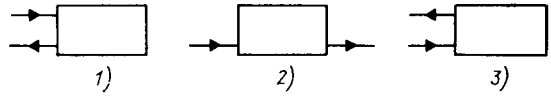
а — у стен без ниш; *б* — прибор перекрыт доской; *в* — в стенной нише; *г* — прибор расположен в укрытии со щелями у пола и в верхней доске; *д* — прибор расположен в укрытии и с открытыми щелями у пола и в верхней части; *е* — прибор закрыт решеткой у пола и в верхней доске — отверстия; *ж* —прибор закрыт экраном

В помещениях категорий А, Б, В и Е предусматривается ограждение приборов экранами из несгораемых материалов на расстоянии не менее 100 мм от прибора. На рис. 11.1 показаны способы установки нагревательных приборов. Нагревательные приборы устанавливаются обычно на кронштейнах, но возможна установка и на подставках.

Нагревательные приборы следует размещать по возможности ниже, и приборы должны быть невысокими. При высоких и коротких приборах интенсивная тепловая струя вызывает перегрев верхних зон и перемещение более холодного воздуха в рабочую зону. В высоких помещениях целесообразно использовать более высокие приборы или устанавливать их в два яруса, а иногда и в верхней зоне помещения. В последнем случае в качестве нагревательных приборов применяются преимущественно гладкие трубы.

Прокладка трубопроводов отопления по помещениям. Прокладка применяется главным образом открытая. Скрытая прокладка допускается при наличии обоснования. При скрытой прокладке магистрали стояки и подводки к приборам размещают или в специальных шахтах и канавках, или заделывают полностью в строительные конструкции. На трубопроводах, в местах пересечения перекрытий и внутренних стен, следует предусматривать гильзы из несгораемых материалов. При пересечении трубопроводами отопления противопожарных стен необходимо производить плотную и прочную заделку строительным раствором. Все разводящие магистрали должны иметь уклон не менее 0,002.

Рис. 11.2. Схемы циркуляции воды в приборах:
1 — сверху вниз; *2* — снизу вниз; *3* — снизу вверх



Стояки. Их рекомендуется устанавливать у наружных стен на расстоянии 35 мм от поверхности стен до оси трубы. Количество стояков должно быть минимальным. Подводки к нагревательным приборам при длине подводки до 500 мм прокладывают горизонтально. Для однотрубных систем отопления длины подводок, как правило, унифицированы. В двухтрубных системах длина подводок не превышает 1,25 м.

Трубы. В системах отопления применяются преимущественно стальные трубы: сварные и бесшовные, причем последние следует применять в местах, труднодоступных для ремонта. Сварные трубы используются двух типов: водогазопроводные с условным диаметром $d_y = 10$, 15, 20, 25, 40 и 50 м (ГОСТ 3262—75*) и электросварные с диаметрами и толщинами стенок 76×3; 89×3,5; 108×4; 133×4 и др. (ГОСТ 10704—76*).

Присоединение нагревательных приборов к стоякам и трубопроводам проектируется одностороннim и разносторонним. Разностороннее присоединение целесообразно применять для радиаторов с числом секций более 25 или при соединении приборов «на сцепке». Соединение на сцепке допускается в пределах одного помещения. В корридорах, туалетах, кладовых разрешается соединение «на сцепке» с приборами других помещений. Для вертикальных однотрубных систем с замыкающими участками и проходными кранами разностороннее присоединение допускается только для приборов верхних этажей. Циркуляция воды в приборах может осуществляться по схемам: сверху вниз, снизу вниз и снизу вверх (рис. 11.2). По второй схеме присоединяются приборы верхнего этажа в однотрубной системе и в двухтрубной системе с нижней разводкой.

Запорно-регулирующая арматура. На магистральных линиях, стояках и подводках устанавливается запорно-регулирующая арматура для отключения или регулирования системы или ее частей. На магистральных линиях устанавливаются проходные краны или задвижки ($d_y \geqslant 505$ мм). В нижних частях магистралей устанавливаются спускные краны, в повышенных местах водяных магистралей — воздушные краны или воздухосборники. При температуре теплоносителя более 100 °С вместо проходных кранов применяются клапаны. На стояках при числе этажей до трех арматура не устанавливается. При большем числе этажей устанавливаются проходные (пробковые) краны или клапаны (рис. 11.3). На подводках однотрубных систем устанавливают краны пониженного гидравлического сопротивления (шиберные, трехходовые), при двухтрубных системах — краны повышенного гидравлического сопротивления (двойной регулировки, дроссельные и др.).

Изоляция. Все трубы, прокладываемые на чердаках, в неотап-

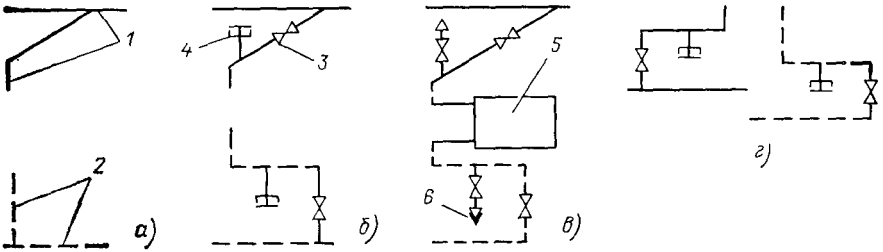


Рис. 11.3. Присоединение стояков к магистралям:

а—в при верхней разводке: *а* — при числе этажей один — три; *б* — при числе этажей четыре—семь; *в* — при числе этажей более семи; *г*—при нижней разводке; *1* — магистраль и стояк подающие; *2*—то же обратные; *3* — проходной кран; *4* — тройники и муфты с пробками для выпуска воздуха; *5* — нагревательный прибор; *6* — выпуск воздуха и воды

ливаемых подвалах, у наружных дверей и в других местах, где могут быть бесполезные потери теплоты или возможно переохлаждение и замерзание воды в трубах, а также там, где прокладка горячих трубопроводов опасна в пожарном отношении, покрываются тепловой изоляцией. Толщину изоляции следует принимать по нормативным документам или определять технико-экономическим расчетом. Для помещений категорий А, Б, В и Е на чердаках и в подвалах следует предусматривать изоляцию из несгораемых материалов. В остальных случаях изоляция применяется из трудносгораемых материалов.

Компенсация тепловых удлинений. Для повышения надежности работы системы тепловые удлинения трубопроводов, возникающие при повышении температуры, необходимо компенсировать. Для этой цели используются изгибы труб или устанавливаются компенсаторы. В горизонтальных системах отопления предусматриваются специальные изгибы (утки) или П-образные компенсаторы через пять-шесть приборов. Компенсация температурных удлинений стояков осуществляется за счет изгиба в местах присоединения стояков к магистрали (рис. 11.3). В зданиях высотой более семи этажей на стояках устанавливаются П-образные компенсаторы и неподвижные опоры.

Тепловое удлинение стальных труб Δl, м, при нагревании рассчитывается по формуле

$$\Delta l = 0{,}012\ (\tau - 5)\, l, \qquad (11.1)$$

где τ — расчетная температура теплоносителя, °С; l — длина прямых участков трубы, м.

Удаление воздуха. Так как присутствие воздуха значительно снижает коэффициент теплопередачи нагревательных приборов и приводит к нарушению циркуляции воды в системе, а также способствует коррозии, удаление воздуха из системы является очень важной задачей. Для этого все горизонтальные трубопроводы делаются с уклоном в направлении, способствующем свободному движению воздуха в верхние части системы, где уста-

навливаются воздухосборники. При нижней разводке воздух удаляется из верхних нагревательных приборов периодически с помощью ручных или автоматических кранов или через специальную воздушную линию [5].

11.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ. ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ

В задачу гидравлического расчета входят определение диаметров труб и потерь давления в системе. Внутренние диаметры труб, м, определяются по расходу и скорости теплоносителя

$$d = \sqrt{\frac{4W}{\pi \omega \rho}}, \qquad (11.2)$$

где W — масса теплоносителя, кг/с; ρ — плотность теплоносителя, м/с.

Скорость теплоносителя в трубах не должна превышать допустимых значений $\omega_м$, определяемых по СНиП II-33—75*. Для водяных систем отопления $\omega_м$ принимается: для жилых и общественных зданий для труб $d_у$=10 мм 1,5 м/с, $d_у$=15 мм 1,2 м/с, $d_у$>20 мм 1 м/с; для производственных зданий 3 м/с. При движении воды сверху вниз и в горизонтальных трубах без уклона скорость воды должна быть не менее 0,2 м/с.

Потери давления в трубопроводах Δp, Па, с учетом запаса давления определяются по формуле

$$\Delta p = 0{,}9\Delta p_р, \qquad (11.3)$$

где $\Delta p_р$ — расчетное располагаемое циркуляционное давление, равное сумме давления, создаваемого насосом, и естественного циркуляционного давления [5],

$$\Delta p_р = \Delta p_н + Б\Delta p_е,$$

где $\Delta p_н$ — циркуляционное давление, создаваемое насосом; $\Delta p_е$ — естественное циркуляционное давление; $Б$ — коэффициент, учитывающий изменение плотности теплоносителя в течение отопительного периода, принимается не менее 0,4.

Естественное циркуляционное давление $\Delta p_е$ возникает за счет охлаждения воды в приборах ($\Delta p_{е.пр}$) и в трубопроводах ($\Delta p_{е.тр}$), так что $\Delta p_е = \Delta p_{е.пр} + \Delta p_{е.тр}$; $\Delta p_е$ не учитывается в расчетах, если оно равно менее 10 % располагаемого давления.

Насосное циркуляционное давление $\Delta p_н$ в соответствии со СНиП II-33—75* определяется в зависимости от способов присоединения системы отопления к тепловым сетям.

При непосредственном присоединении систем к тепловым сетям без элеватора $\Delta p_н$ равно разности давлений $p_н - p_о$ в прямом $p_н$ и обратном $p_о$ трубопроводах тепловой сети на вводе в здание.

В том случае, если давления в трубопроводах тепловой сети неизвестны, рекомендуется принимать $\Delta p_н$=0,12 МПа (12 м вод. ст.).

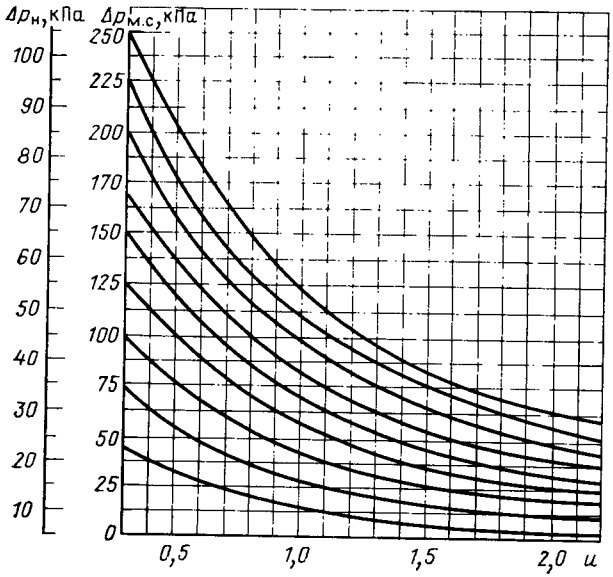


Рис. 11.4. Номограмма для определения располагаемого давления при присоединении системы через элеватор

При присоединении системы отопления через элеватор $\Delta p_н$ равно давлению, создаваемому элеватором. Значение $\Delta p_н$ в этом случае определяется по номограмме (рис. 11.4) при различных значениях $p_п - p_о = \Delta p_{м.с}$ и коэффициента смешения элеватора u, определяемого по формуле

$$u = (\tau_1 - \tau_{o1})/(\tau_{o1} - \tau_{o2}), \qquad (11.4)$$

где τ_1 — расчетная температура воды в прямом (горячем) трубопроводе тепловой сети, °С; τ_{o1}; τ_{o2} — расчетные температуры горячей и обратной воды в системе отопления, °С.

При присоединении системы с установкой насоса смешения $\Delta p_н$ равно расчетному давлению, создаваемому насосом.

При независимом присоединении (через теплообменник) Δp определяется значением гидравлических потерь в теплообменнике и трубопроводах при допустимых скоростях воды.

Естественное циркуляционное давление зависит от принятой схемы системы отопления.

При определении $\Delta p_е$ пользуются понятиями условных центров нагревания (ЦН) и охлаждения (ЦО). В центре охлаждения постепенное охлаждение воды в приборе или трубопроводе заменяется условно скачкообразным. Условный центр нагревания аналогично относится к теплообменнику нагрева воды. На рис. 11.5 изображены стояки однотрубной системы отопления с верхней разводкой с разными схемами присоединения приборов. Температура и плотность воды в разных частях системы будут различными. В каждом участке стояка температура τ_i, °С, определяется по уравнению [5]

$$\tau_i = \tau_{o1} - 3{,}6\Sigma Q_i/(c_ж W_{ст}), \qquad (11.5)$$

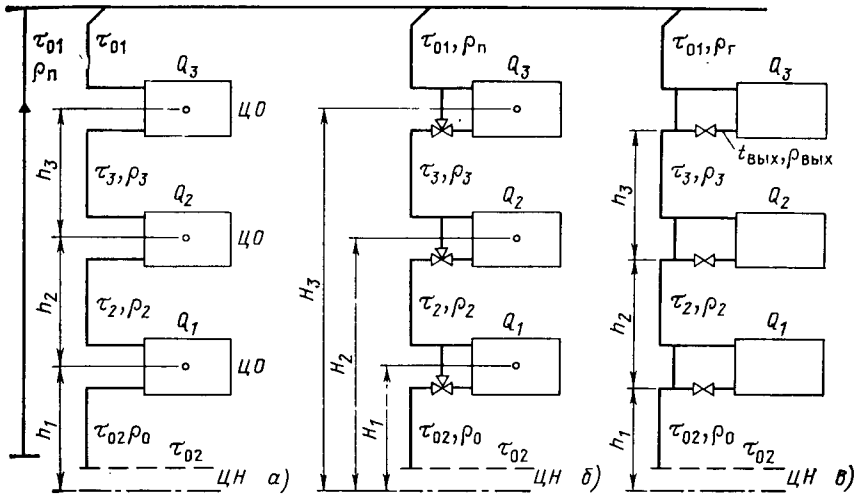


Рис. 11.5. Схемы стояков однотрубной системы с верхней разводкой:
а — проточной; *б* — проточно-регулируемой; *в* - с замыкающими участками

где Q_i — тепловая мощность отопительного прибора, Вт; ΣQ_i — тепловая мощность приборов в стояке до данного участка (при верхней разводке, считая сверху), Вт; $c_ж$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $W_{ст}$ — расход воды в стояке, кг/ч.

В проточной и проточно-регулируемых системах условные центры охлаждения размещаются на половине высоты прибора. При этом считаем, что в каждой части прибора температура воды постоянна: в верхней — температура поступающей воды, в нижней — температура воды, уходящей из прибора. Тогда естественное циркуляционное давление в стояке, Па, будет равно разности гидростатических давлений в данном стояке и в главном (подъемном) стояке системы, в котором температура воды постоянна и равна τ_{01}, т. е.

$$\Delta p_{е.пр}=g[h_1(\rho_о-\rho_п)+h_2(\rho_2-\rho_п)+h_3(\rho_3-\rho_п)], \qquad (11.6)$$

где h_1, h_2, h_3 — высоты расположения приборов, м (см. рис. 11.5).

При увеличении числа этажей $\Delta p_{е.пр}$ возрастает.

Уравнение (11.6) принято записывать в другом виде, принимая, что при изменении температуры воды на 1 °С плотность ее изменяется на β, кг/(м³·К), тогда

$$\Delta p_{е.пр}=\beta g[h_1(\tau_{01}-\tau_{02})+h_2(\tau_{01}-\tau_2)+h_3(\tau_{01}-t_3)], \qquad (11.6а)$$

или в общем виде с учетом формулы (11.5) получим

$$\Delta p_{е.пр}=3{,}6\beta g\sum_{1}^{n}Q_i H_i/(c_ж W_{ст}), \qquad (11.7)$$

где n — число приборов в стояке; H_i — расстояние между центрами охлаждения и нагревания, м.

Таким образом, для стояков *а* и *б* (см. рис. 11.5) будем иметь

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \frac{3{,}6\beta g}{c_{\text{ж}} W_{\text{ст}}} (Q_1 H_1 + Q_2 H_2 + Q_3 H_3), \qquad (11.8)$$

где Q_1, Q_2, Q_3 — тепловые нагрузки приборов, Вт;

$$W_{\text{ст}} = 3{,}6 \Sigma Q_{\text{ст}} / [c_{\text{ж}} (\tau_{\text{о}} - \tau_{\text{о2}})], \qquad (11.9)$$

$\Sigma Q_{\text{ст}}$ — суммарная тепловая мощность всех приборов стояка, Вт.

Обычно расстояние от центра нагревания до центра охлаждения принимается равным расстоянию от обратного трубопровода до центра охлаждения.

Для систем с замыкающими участками (стояк *в* рис. 11.5) и регулированием расхода воды, затекающей в приборы, температура воды изменяется не только в приборах, но и в замыкающем участке. При этом естественное давление определяется по формулам (11.7)—(11.9) путем подстановки в них расстояний между центрами нагревания и центрами охлаждения, находящимися в точках смешения воды, вытекающей из прибора и воды, перетекающей по замыкающему участку. В стояках с замыкающими участками в каждом приборе возникают также малые циркуляционные кольца и циркуляционные давления $\Delta p_{\text{е.пр.мал}}$, так как температура воды в приборе меняется, а в замыкающем участке остается постоянной до точки смешения. Считая, что центр охлаждения в приборе находится на половине высоты прибора, получаем

$$\Delta p_{\text{е.пр.мал}} = g h_{\text{пр}} / [0{,}5 (\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}})], \qquad (11.10)$$

где $\rho_{\text{вых}}$, $\rho_{\text{вх}}$ — плотности воды при ее температуре на выходе и входе воды в прибор; $h_{\text{пр}}$ — высота прибора.

В однотрубных системах с нижней разводкой и П-образными стояками (рис. 11.6) естественное циркуляционное давление определяется по формулам:

в проточно-регулируемой системе

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g [h_1 (\rho_{\text{о}} - \rho_{\text{п}}) + h_2 (\rho_2' - \rho_2) + h_3 (\rho_3'' - \rho_3)]; \qquad (11.11)$$

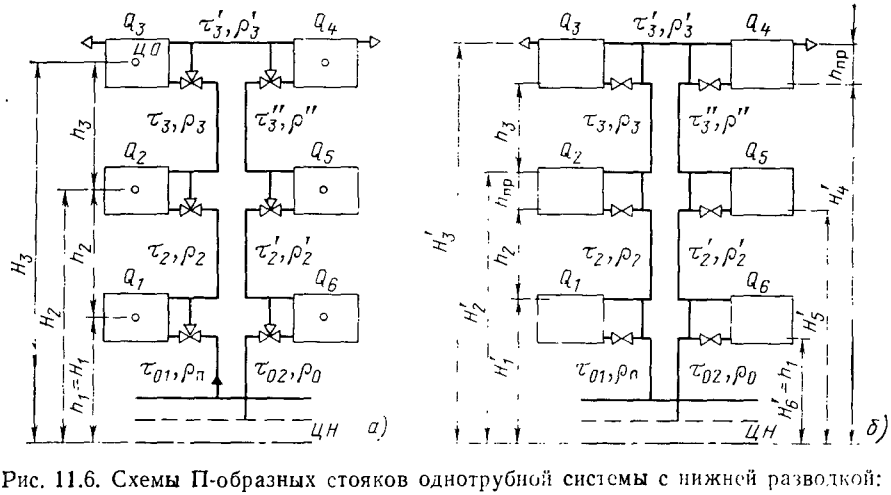


Рис. 11.6. Схемы П-образных стояков однотрубной системы с нижней разводкой: *а* — проточно-регулируемой; *б* — со смещенными замыкающими участками

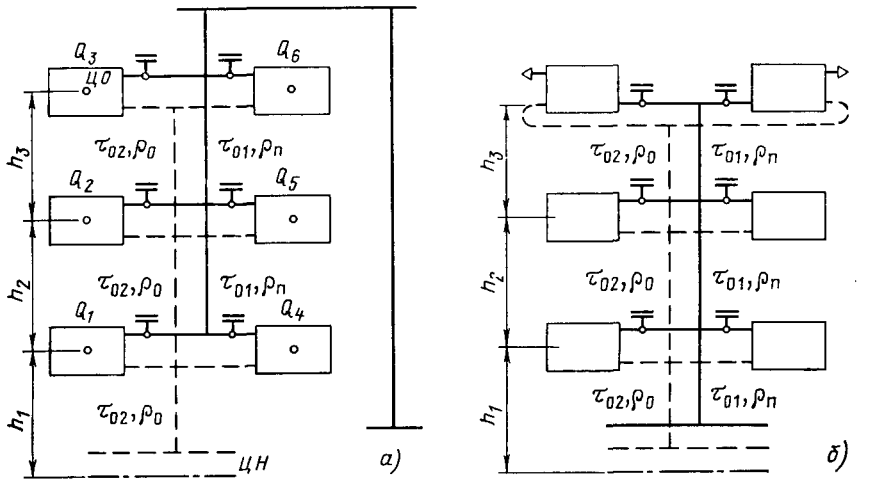


Рис. 11.7. Схемы стояков двухтрубных систем:
а — с верхней разводкой; *б* — с нижней разводкой

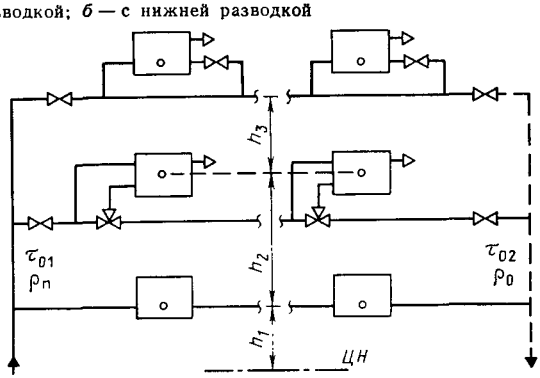


Рис. 11.8. Схемы горизонтальной системы отопления

в системах с замыкающими участками

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g[h_1(\rho_0 - \rho_{\text{п}}) + 0{,}5h_{\text{пр}}(\rho_2' - \rho_2) + h_2(\rho_2' - \rho_2) + 0{,}5h_{\text{пр}}(\rho_3'' - \rho_2) + h_2(\rho_3'' - \rho_3) + 0{,}5h_{\text{пр}}(\rho_3' - \rho_3)]. \quad (11.12)$$

Приближенно $\Delta p_{\text{е.пр}}$, Па, можно определить по упрощенной формуле [45]

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = 1{,}3 n_{\text{эт}} h_{\text{эт}} \Delta\tau, \quad (11.13)$$

где $n_{\text{эт}}$ — число этажей в здании; $h_{\text{эт}}$ — высота одного этажа, м; $\Delta\tau$ — расчетный перепад теплоносителя в системе, °С.

Для двухтрубной системы отопления с верхней разводкой (рис. 11.7) центры охлаждения находятся в середине приборов и естественное циркуляционное давление, Па, определяется для приборов каждого этажа по формуле [5]:

$$\Delta p_{\text{е.пр1}} = g h_1(\rho_0 - \rho_{\text{п}}); \quad (11.14)$$

$$\Delta p_{\text{е.пр2}} = g h_2(\rho_0 - \rho_{\text{п}}) \quad (11.14\text{а})$$

и т. д.

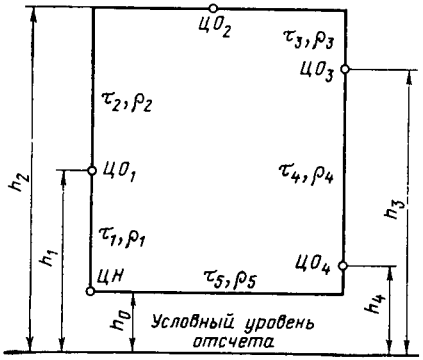


Рис. 11.9. Схема циркуляционного кольца теплопроводов

При нижней разводке $\Delta p_{\text{е.пр}}$ определяется аналогично по формуле (11.14) для приборов всех этажей, за исключением приборов верхнего этажа. Для этих приборов центры охлаждения находятся на уровне входа-выхода теплоносителя (рис. 11.7,*б*).

Горизонтальные системы (рис. 11.8) устраивают преимущественно однотрубными. Естественное циркуляционное давление для приборов первого этажа

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g h_1 (\rho_{\text{о}} - \rho_{\text{п}}); \qquad (11.15)$$

для приборов второго этажа

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g (h_1 + h_2) (\rho_{\text{о}} - \rho_{\text{п}}). \qquad (11.15\text{а})$$

Естественное циркуляционное давление в трубопроводах определяется аналогично 11.15а при соответствующем размещении центров охлаждения. На рис. 11.9 показана расчетная схема охлаждения воды в трубопроводах с центрами охлаждения.

Для данной схемы

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g [(h_2 - h_3)(\rho_3 - \rho_2) + (h_3 - h_1)(\rho_4 - \rho_2) + (h_1 - h_4)(\rho_4 - \rho_1) + (h_4 - h_0)(\rho_5 - \rho_1)]. \qquad (11.16)$$

11.3. МЕТОДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

При проведении гидравлических расчетов составляется расчетная схема трубопроводов с учетом выполнения всех работ по конструированию системы.

Расчетная схема составляется в аксонометрии с соблюдением ЕСКД и ГОСТ 21602—79. Допускается вычерчивать развернутую расчетную схему. На схеме, кроме трубопроводов, наносятся приборы отопления, указываются места установки запорно-регулирующей арматуры и другие элементы системы и, если требуется, наносится оборудование теплового пункта. В схеме записывается тепловая нагрузка приборов и тепловая нагрузка участков системы, отмечаются длины участков. После расчета на схеме проставляются значения диаметров участков. Схема снабжается текстовыми пояснениями, в которых указываются тип приборов, уклоны труб, места изоляции и другие пояснения. При изображении стояков подающий стояк размещается справа, обратный — слева.

Существует несколько методов гидравлического расчета систем водяного отопления. В практике проектирования пользуются в основном двумя методами: по удельным потерям давления и по характеристикам сопротивлений.

При расчете по удельным потерям давления полная потеря давления на участке трубопровода, Па, записывается в виде:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\omega^2}{2} \rho_{ж} + \Sigma \zeta \frac{\omega^2}{2} \rho_{ж} = Rl + \Delta p_{м}, \qquad (11.17)$$

где $R = \lambda \omega^2 \rho_{ж} / 2d$ — удельные потери давления на трение, Па/м; $\Delta p_{м} = \Sigma \zeta \omega^2 \rho_{ж} / 2$ — потери давления в местных сопротивлениях, Па; l — длина участка трубопровода; λ — коэффициент трения; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке трубопровода; d — внутренний диаметр данного участка трубопровода, м; ω — скорость движения воды на данном участке, м/с.

Основное циркуляционное кольцо в вертикальных одно- и двухтрубных системах выбирается с учетом схемы движения теплоносителя в магистралях: тупиковой (рис. 11.10, *а*) или с попутным движением теплоносителя (рис. 11.10, *б*). В горизонтальной однотрубной системе многоэтажного здания основное циркуляционное кольцо — это кольцо при минимальных значениях $\Sigma \Delta p / \Sigma l$ в кольцах верхнего и нижнего этажей (Σl и $\Sigma \Delta p$ — суммарная длина и суммарное падение давления на всех участках, входящих в данное кольцо) [32].

При определении диаметров труб рассчитывается ориентировочное удельное падение давления на трение: $R'_{ср} = (1 - k) \Delta p_{р} / \Sigma l$, где k — коэффициент, учитывающий долю потерь давления в местных сопротивлениях.

Выбор диаметра труб и определение потерь давления производятся с помощью расчетных таблиц, приводимых в справочниках при средней плотности воды $\rho_{ср}$ и при найденных коэффициентах местных сопротивлений и данной скорости движения воды.

Общая потеря давления, Па, в основном циркуляционном кольце, состоящем из n участков, будет равна:

$$\Delta p_{о.к} = \sum_{1}^{n} (Rl + \Delta p_{м})_i, \qquad (11.18)$$

причем должно быть соблюдено условие (11.3).

После расчета участков основного циркуляционного кольца производится расчет других циркуляционных колец, проходящих через другие приборы и стояки, При расчете дополнительных

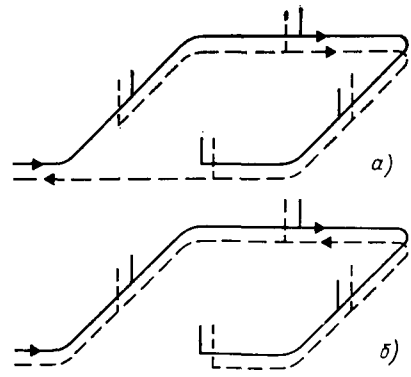


Рис. 11.10. Схемы циркуляции воды в магистралях:
а — с попутным движением теплоносителей; *б* — тупиковая

циркуляционных колец рассчитываются только новые (дополнительные) участки, не входящие в рассчитанные ранее циркуляционные кольца.

В однотрубных системах каждый стояк рассчитывается как отдельный участок. Для унифицированных приборных узлов потеря давления в них определяется по сумме коэффициентов местных сопротивлений. Для нетиповых стояков с замыкающими участками определяется количество воды, затекающей в приборы. Отношение расходов воды в приборе и стояке $\alpha = W_{пр}/W_{ст}$ называется коэффициентом затекания. Коэффициент затекания зависит от направления движения и расхода воды в стояке [1, 38] (см. также § 11.4).

При расчете по характеристикам сопротивлений полная потеря давления на участке Δp, Па, представляется в виде:

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma\zeta\right) \frac{w^2}{2} \rho_ж = A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma\zeta\right) W^2; \qquad (11.19)$$

$$\Delta p = sW^2, \qquad (11.19а)$$

где s — характеристика сопротивления участка, Па/(кг/ч)^2,

$$s = A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma\zeta\right); \qquad (11.20)$$

W — расход воды на участке, кг/ч;

$$A = 16/(3600^2 2\pi^2 \rho_ж d^4). \qquad (11.21)$$

Характеристика сопротивления может быть рассчитана для каждого участка, отдельных элементов или нескольких элементов системы. При последовательном соединении n участков общая характеристика соединенных участков будет равна сумме характеристик сопротивлений участков, т. е. $s_{общ} = \sum_{1}^{n} s_i$.

При параллельном соединении n участков общая характеристика сопротивления

$$s_{общ} = \left(\frac{1}{1/\sqrt{s_1} + 1/\sqrt{s_2} + \ldots + 1/\sqrt{s_n}}\right)^2 = \left(\frac{1}{\sigma_1 + \sigma_2 + \ldots + \sigma_n}\right)^2, \qquad (11.22)$$

где s_1, $s_2 \ldots$, s_n — характеристики сопротивлений участков в узле; $\sigma_1 = 1/\sqrt{s_1}$ $\sigma_2 = 1/\sqrt{s_2}, \ldots, \sigma_n = 1/\sqrt{s_n}$ — проводимости соответствующих участков.

Как правило, по первому методу рассчитываются и двухтрубные, и однотрубные системы отопления, по второму методу — преимущественно однотрубные системы. При расчете по обоим методам необходима увязка давлений в узлах — в местах параллельного соединения участков или ветвей. Расхождение давлений в узле должно быть не более 15 %. При расчете системы отопления на ЭВМ по утвержденной программе невязка не должна превышать 5 %.

11.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОТРУБНОЙ ВОДЯНОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ПО МЕТОДУ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЙ

При расчете однотрубной тупиковой системы отопления по методу характеристик сопротивлений при увязке давлений в узлах принимаются как одинаковые, так и различающиеся перепады температур по стоякам $\delta\tau_{ст}$. Отклонение $\delta\tau_{ст}$ не должно превышать 7 °С расчетного значения, а минимальная температура обратного теплоносителя в стояке не должна быть ниже 60 °С.

После составления расчетной схемы (рис. 11.11) выбирается основное циркуляционное кольцо и производится нумерация стояков и участков. Предварительно выбираются схемы приборных узлов, и допустимой скорости воды в трубах.

Диаметры стояков, подводок и замыкающих участков выбираются ориентировочно таким образом, чтобы скорость в участках не была выше допустимой. В системах со смещенными замыкающими участками расход в стояке должен быть не менее минимально допустимого $W_{мин}$, кг/ч, для предотвращения обратной циркуляции. Перепад температур в стояке в этом случае

$$\delta\tau_{ст} = 3{,}6Q_{ст}/(c_ж W_{мин}). \qquad (11.23)$$

Потери давления, Па, в стояке определяются по (11.19 *а*): $\Delta p = s_{ст} W^2_{ст}$, где $s_{ст}$ — характеристика сопротивления стояка, Па/(кг/ч)^2; $W_{ст}$ — расход воды в стояке по (11.9), кг/ч, или соблюдается условие $W_{ст} = W_{мин}$.

Характеристики сопротивлений стояков со стандартными элементами приводятся в [38, 45], а для нестандартных элементов рассчитываются по (11.20), (11.21).

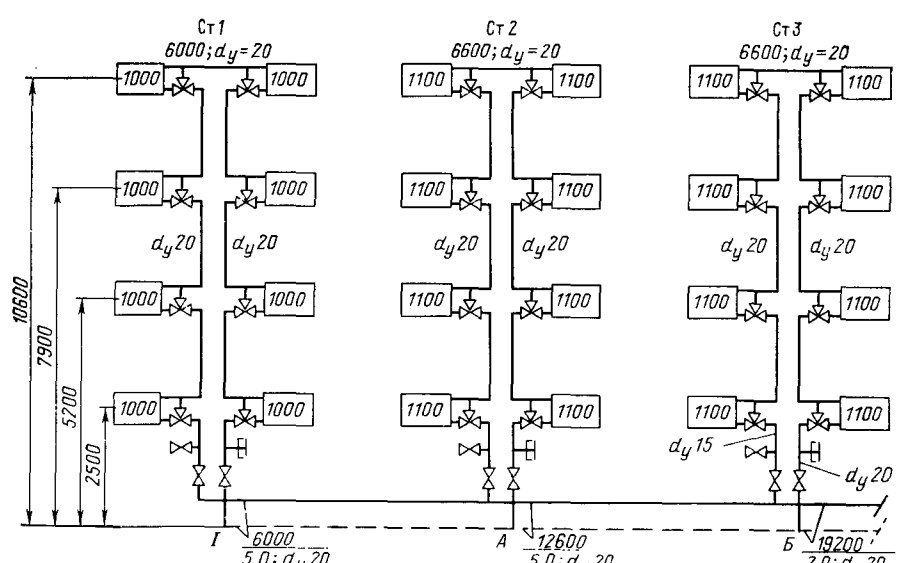


Рис. 11.11. Расчетная схема однотрубной системы отопления (к примеру 12.1)

Таблица 11.1. *Значения a' и b'*

Диаметры труб $d_у$, мм		$a' \cdot 10^6$	$b' \cdot 10^6$
подводок	замыкающего участка		
15	15	1270	3270
20	15	162	310
20	20	142	429
25	20	107	224

С учетом (11.22) коэффициент затекания воды в одном из параллельных участков

$$\alpha_{уч} = \sigma_{уч}/\sigma_{уз} = \sigma_{уч}/\Sigma\sigma_{уч}, \qquad (11.24)$$

где $\Sigma\sigma_{уч}$ — сумма проводимостей всех участков в данном узле.

Для унифицированных радиаторных узлов систем с замыкающими участками диаметры стояков, подводок и замыкающих участков принимаются вполне определенными. В этом случае расход воды через прибор определяется с учетом коэффициента затекания $\alpha_{пр}$ по формуле

$$W_{пр} = \alpha_{пр} W_{ст}. \qquad (11.25)$$

Значение $\alpha_{пр}$ зависит для каждого выбранного радиаторного узла от конструкции узла и диаметров труб в узле и от коэффициентов местных сопротивлений в малом циркуляционном кольце. По данным научно-исследовательского института санитарно-технических и специальных работ коэффициент затекания для унифицированных радиаторных узлов рекомендуется определять по формуле

$$\alpha_{пр} = \left(a' + \frac{3{,}6Q_{пр}}{c_ж W_{ст}^3}\right) \Big/ \left(b' + \frac{3{,}6Q_{пр}}{c_ж W_{ст}^3}\right), \qquad (11.26)$$

где $Q_{пр}$ — тепловая нагрузка прибора, Вт; a', b' — опытные коэффициенты (табл. 11.1).

После определения потерь давления в первом (дальнем) стояке определяются потери давления в других стояках, в участках магистрали и во всей системе.

Рассмотрим порядок расчета на примере.

Пример 11.1. Провести гидравлический расчет однотрубной проточно-регулируемой системы отопления с нижней разводкой (см. рис. 11.11). Температуры воды: $\tau_{о1} = 95$ °С, $\tau_{о2} = 70$ °С. Тепловые нагрузки стояков: $Q_{ст1} = 6000$ Вт, $Q_{ст2} = Q_{ст3} = 6600$ Вт. Расстояние между стояками 5 м.

Решение. Расчетная разность температур $\delta\tau = \tau_{о1} - \tau_{о2} = 95 - 70 = 25$ °С. Выбираем приборный узел и стояк с $d_у = 20$ мм. Минимальный расход воды $W_{мин} = 200$ кг/ч [45]. Перепад температур в стояке при этом

$$\delta\tau_{ст1} = \frac{3{,}6Q_{ст1}}{c_ж W_{ст}} = \frac{3{,}6 \cdot 6000}{4{,}19 \cdot 200} = 25{,}8\ °С,$$

что допустимо.

Суммарный расход воды в рассчитываемой ветви

$$W = \frac{3{,}6\Sigma Q_{ст}}{c_ж \delta\tau_{ст}} = \frac{3{,}6 \cdot 19\,200}{4{,}19 \cdot 25} = 660{,}5 \text{ кг/ч}.$$

По таблице максимальных расходов и скоростей теплоносителя [45, табл. 2] принимаем диаметр магистрали $d_у = 20$ мм ($W_{макс} = 810$ кг/ч, $w_{макс} = 0{,}65$ м/с).

Характеристики сопротивлений, Па/(кг/ч)^2, стояка *1* будут равны [45, приложение 5]: присоединение к горячей магистрали $s \cdot 10^4 = 55{,}8$; присоединение к обратной магистрали $s \cdot 10^4 = 15{,}9$; шесть стояков $s \cdot 10^4 = 30{,}9 \cdot 6 = 185{,}4$; два узла верхнего этажа $s \cdot 10^4 = 14{,}3 \cdot 2 = 28{,}6$; подводка верхнего этажа $s \cdot 10^4 = 11{,}8$; увеличение высоты стояков на 1 м $s \cdot 10^4 = 5{,}8 \cdot 2 = 11{,}6$.

Общая характеристика сопротивления стояка *1*

$$s_{ст1} = 309{,}1 \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Потеря давления в стояке *1*

$$\Delta p_{ст1} = s_{ст1} W_{ст1}^2 = 309{,}1 \cdot 200^2 = 1236{,}4 \text{ Па}.$$

Характеристику сопротивления участка магистрали *1-А* между стояками *1* и *2* подсчитываем по (11.21):

$$s_{1\text{-}А} = A\left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma\zeta\right).$$

Местные сопротивления участка *1-А*: тройник в узле *А* при соотношении расходов $W_{прох}/W_{сум} = 0{,}5$, $\zeta = 2{,}2$; поворот $\zeta = 1{,}5$; скоба на обратной магистрали, $\zeta = 2$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений в прямой и обратной магистралях на участке *1-А* $\Sigma\zeta_{1\text{-}А} = 2 \cdot 2{,}2 + 2 \cdot 1{,}5 + 2 = 9{,}4$.

По [45, приложение 3] находим $A = 0{,}325 \cdot 10^4 g = 0{,}325 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4 = 3{,}19 \times 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2; $\lambda/d = 1{,}8$ 1/м. Тогда $s_{1\text{-}А} = 3{,}19 \cdot 10^{-4}(1{,}8 \cdot 5 \cdot 2 + 9{,}4) = 87{,}4 \times 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2.

Потеря давления в участке *1-А* $\Delta p_{1\text{-}А} = s_{1\text{-}А} W_{1\text{-}А}^2$, где $W_{1\text{-}А}$ — расход на участке *1-А*, $W_{1\text{-}А} = 200$ кг/ч. Тогда $\Delta p_{1\text{-}А} = 87{,}4 \cdot 10^{-4} \cdot 200^2 = 349{,}6$ Па.

Потеря давления в узле *А*

$$\Delta p_А = \Delta p_{ст1} + \Delta p_{1\text{-}А} = 1236{,}4 + 349{,}6 = 1586{,}0 \text{ Па}.$$

Потеря давления в стояке *2*. Конструируем стояк *2* аналогично стояку *1*, тогда $s_{ст2} = 309{,}1 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2. При этом значении $s_{ст2}$ расход воды в стояке *2*

$$W_{ст2} = \sqrt{\frac{\Delta p_{ст2}}{s_{ст2}}} = \sqrt{\frac{1586{,}0}{309{,}1 \cdot 10^{-4}}} = 227 \text{ кг/ч}.$$

Перепад температур в стояке *2*

$$\delta\tau_{ст2} = \frac{3{,}6 Q_{ст2}}{4{,}19 W_{ст2}} = \frac{3{,}6 \cdot 6600}{4{,}19 \cdot 227} = 25{,}0\ ^\circ\text{C},$$

т. е. $\delta\tau_{ст2}$ равен расчетному.

Характеристику сопротивлений магистралей на участке *А-Б* между стояками *2* и *3* подсчитываем по (11.21).

Расход воды в стояке *3* должен быть

$$W_{ст3} = W - W_{ст1} - W_{ст2} = 660{,}5 - 200 - 227 = 233{,}5 \text{ кг/ч}.$$

Местные сопротивления на участке *А—Б*: тройник при $W_{прох}/W_{сум} = 427 : 660{,}5 = 0{,}65$, $\zeta = 1{,}2$ или $\Sigma\zeta_{А\text{-}Б} = 1{,}2 \cdot 2 = 2{,}4$, тогда $s_{А\text{-}Б} = 3{,}19 \cdot 10^{-4}(1{,}8 \cdot 5 \cdot 2) + 2{,}4) - 65{,}1 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2.

Расход воды на участке *А-Б* $W'_{А\text{-}Б} = W_{ст1} + W_{ст2} = 427$ кг/ч; потеря давления $\Delta p_{А\text{-}Б} = 65{,}1 \cdot 427^2 = 1186{,}0$ Па.

Потеря давления в узле *Б*

$$\Delta p_Б = \Delta p_А + \Delta p_{А\text{-}Б} = 1586{,}0 + 1186{,}0 = 2772{,}0 \text{ Па}.$$

Потеря давления в стояке *3*

$$\Delta p_{ст3} = \Delta p_Б = 2772{,}0 \text{ Па}.$$

Предварительно конструируем стояк *3* таким же, как стояки *1* и *2*, т. е. $s_{ст3} = 309{,}1 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2, тогда $W'_{ст3} = 2772{,}0/309{,}1 \cdot 10^{-4} = 299{,}5$ кг/ч; $\delta t'_{ст3} = 3{,}6 \cdot 6600/4{,}19 \cdot 299{,}5 = 18{,}95$ °С, т. е. значительно меньше расчетного значения δt.

Таким образом, стояк *3* должен быть сконструирован по-другому. Подбираем элементы стояка *3* таким образом, чтобы потеря давления в стояке $\Delta p_{ст3}$ была равна $\Delta p_Б$. Принимаем диаметр стояка на входе $d_у = 15$ мм, тогда получаем следующие значения характеристик сопротивления, Па/(кг/ч)^2: присоединение к подающей магистрали при $d_у = 15$ мм $s \cdot 10^4 = 257{,}2$; присоединение к обратной магистрали при $d_у = 20$ мм $s \cdot 10^4 = 15{,}9$; шесть стояков при $d_у = 20$ мм $s \cdot 10^4 = 185{,}4$; два узла верхнего этажа при $d_у = 20$ мм $s \cdot 10^4 = 28{,}6$; подводка верхнего этажа при $d_у = 20$ мм $s \cdot 10^4 = 11{,}6$; увеличение высоты стояка в подъемной части при $d_у = 15$ мм $s \cdot 10^4 = 28{,}4$, в отпускной части при $d_у = 20$ мм $s \cdot 10^4 = 5{,}8$.

Общая характеристика сопротивления стояка *3* $s_{ст3} = 532{,}9 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2, тогда расход воды в стояке *3* $W_{ст3} = \sqrt{2772{,}0/532{,}9 \cdot 10^{-4}} = 228{,}0$ кг/ч; перепад температур в стояке *3* $\delta t_{ст3} = 3{,}6 \cdot 6600/4{,}19 \cdot 228 = 24{,}9$ °С.

Общий расход воды в ветви $W = 200 + 227 + 228 = 655$ кг/ч, общий перепад температур в ветви $\delta t = 3{,}6 \cdot 19\,200/4{,}19 \cdot 655 = 25{,}1$ °С, что допустимо.

Характеристика сопротивления и потеря давления на участке *Б-В* между стояками *3* и точкой присоединения рассчитываемой ветви равны: $s_{Б\text{-}В} = 3{,}19 \times 10^{-4}(1{,}8 \cdot 2 \cdot 2 + 8) = 48{,}5$ Па/(кг/ч)^2; $\Delta p_{Б\text{-}В} = 48{,}5 \cdot 655{,}0^2 = 2080{,}8$ Па.

Полная потеря давления в ветви $\Delta p_в = 2772{,}0 + 2080{,}8 = 4852{,}8$ Па.

Таблица 11.2. **Результаты гидравлического расчета однотрубной системы отопления**

№ участка	Q, Вт	l, м	$d_у$, мм	$\Sigma l/d$, 1 м	$\Sigma\zeta$	$A \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2	$s \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2	Δp, Па	W, кг/ч	δt, °С
Стояк *1*	6600	—	20	—	—	—	309,1	1235,4	200	25,8
1-А	6000	5×2	20	1,8	9,4	3,19	87,4	349,6	200	—
Стояк *2*	6600	—	20	—	—	—	309,1	1586,0	227	25,0
А-Б	12 600	5×2	20	1,8	2,4	3,19	65,1	1186,0	427	—
Стояк *3*	6600	—	15			—	—	—	—	—
	—	—	20	—	—	—	532,9	2772,0	228	24,9
Б-В	19 200	2×2	20	1,8	8,0	3,19	48,5	2080,8	655	25,1

Естественное циркуляционное давление для стояка *1* по (12.9)

$$\Delta p_e = \frac{3{,}6 \cdot 0{,}64 \cdot 9{,}81}{4{,}19 \cdot 200} \cdot 1000(2{,}5 + 5{,}2 + 7{,}9 + 10{,}6) = 706{,}7 \text{ Па};$$

$$\beta = 0{,}64 \text{ [38; табл. 13.3]}.$$

Необходимое (насосное) давление для преодоления сопротивлений в ветви $\Delta p_н = 4852{,}8 - 0{,}4 \cdot 706 \cdot 7 = 4570{,}3$ Па.

Результаты расчета записываем в табл. 11.2.

11.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВУХТРУБНОЙ ВОДЯНОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Рассмотрим расчет двухтрубной системы по методу удельной потери давления на примере. Прежде всего составляется расчетная схема системы отопления с расстановкой нагревательных приборов, арматуры и других устройств. После выбора основного циркуляционного кольца нумеруются участки сначала основного кольца, затем остальных колец (рис. 11.12).

Пример 11.2. Провести гидравлический расчет двух колец одной из ветвей двухтрубной тупиковой системы отопления с нижней разводкой (см. рис. 11.12). Температуры воды в системе: $\tau_{o1} = 95\,^{\circ}C$, $\tau_{o2} = 70\,^{\circ}C$. Тепловые нагрузки приборов одинаковы: $Q_{пр} = 1300$ Вт.

Р е ш е н и е. Выбираем основное циркуляционное кольцо через нижний нагревательный прибор наиболее удаленного стояка *1*. Расход воды к приборам $W_{пр}$ будут равны:

$$W_{пр} = \frac{3{,}6 \cdot 1300}{4{,}19 \cdot (95 - 70)} = 44{,}7 \text{ кг/ч}.$$

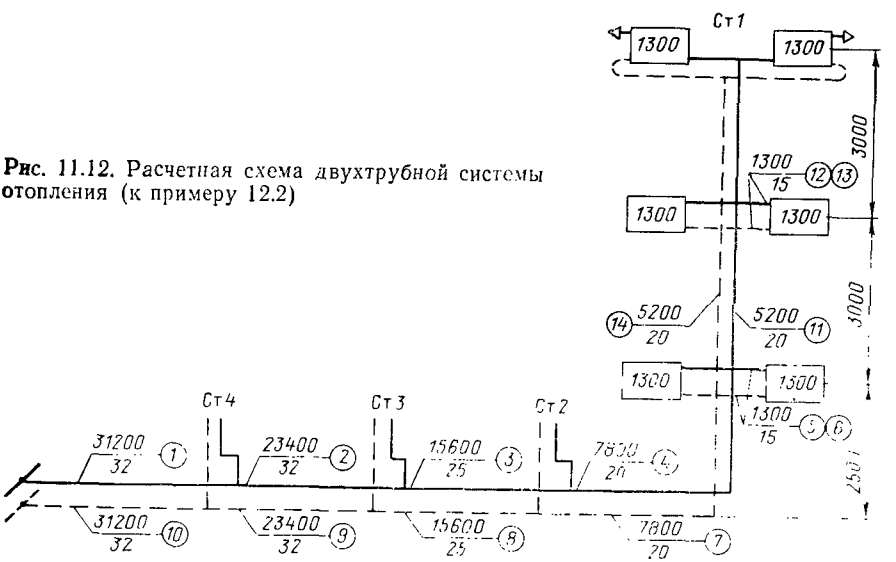


Рис. 11.12. Расчетная схема двухтрубной системы отопления (к примеру 12.2)

Таблица 11.3. **Результаты гидравлического расчета двухтрубной системы отопления**

№ участка	Q, Вт	W, кг/ч	l, м	$d_у$, мм	R, Па/м	Rl, Па	w, м/с	$\Sigma\zeta$	$\Delta p_м$, Па	$Rl+\Delta p_м$, Па
1	31 200	1073,2	10,0	32	44,1	441,0	0,300	0,50	22,5	463,5
2	23 400	805,0	7,0	32	26,0	182,0	0,224	0,93	23,7	205,7
3	15 600	536,6	7,0	25	51,0	361,9	0,256	1,20	30,2	392,1
4	7800	268,3	9,5	20	41,7	354,4	0,213	4,5	102	456,4
5	1300	44,7	1,0	15	6,1	6,1	0,063	34,72	67,1	79,3
6	1300	44,7	1,0	15	6,1	6,1	0,063			
7	7800	368,3	9,5	20	41,7	359,4	0,213	4,5	102	456,4
8	15 600	536,6	7,0	25	51,0	361,9	0,261	1,20	30,2	392,1
9	23 400	805,0	7,0	32	26,0	189,0	0,224	0,93	23,7	205,7
10	31 200	1073,2	10,0	32	44,1	441,0	0,300	0,50	22,5	463,5
										$\Sigma Rl+\Delta p_м=$ $=3114,7$ Па
11	5200	178,9	3,0	20	19,0	0,138	57,0	3,3	31,2	88,2
12	1300	44,7	1,0	15	6,1	0,063	6,1	22,51	41,3	53,5
13	1300	44,7	1,0	15	6,1	0,063	6,1			
14	5200	178,9	3,0	20	19,0	0,138	87,0	5,23	49,8	106,8

Расходы на участках записаны в табл. 11.3. Потери давления в ветви неизвестны. Поэтому по расчетной таблице [38, табл. 46.1] находим $d_у$ и R для расходов на участках $W_{уч}$ так, чтобы R не превышало $R_{ср}=100$ Па/м.

Результаты расчета сводим в табл. 11.3.

Сумму коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$ определяем для каждого участка по [38, табл. 46.12—46.20]. Коэффициенты местных сопротивлений в узлах относятся к участку с меньшей тепловой нагрузкой.

Участок 1: задвижка, $\zeta_1=0,5$.

Участок 2: тройник на проход при делении потоков при $W_{прох}/W_{сум}=805/1073,2=0,75$, $\zeta_2=0,9$.

Участок 3: тройник (к стояку *2*) на проход при делении потоков для $W_{прох}/W_{сум}=536,6/805=0,67$, $\zeta_3=1,2$.

Участок 4: тройник (к стояку *3*) на проход при делении потоков для $W_{прох}/W_{сум}=268,3/536,6=0,5$, $\zeta=2,2$. Отвод на 90°, $d_у=20$ мм, $w>0,2$ м/с, $\zeta=1,1$; скоба $d_у=20$ мм, $\zeta=1,2$, всего $\Sigma\zeta_4=4,5$.

Участки 5 и 6: крестовина на ответвлении к прибору при делении потоков для $d_{отв}/d_{сум}=15/20=0,75$ и для $W_{отв}/W_{сум}=44,7/268,3=0,17$ и при $W_{отв1}=W_{отв2}$, $\zeta=24,84$; кран двойной регулировки $d_у=15$ мм, с цилиндрической пробкой, $\zeta=4,0$; радиатор при $d_у=15$ мм и $w=0,063$ м/с, $\zeta=1,95$; крестовина в ответвлении при слиянии потоков при $d_{отв}/d_{сум}=0,75$ и $W_{отв}/W_{сум}=0,17=3,93$; всего $\Sigma\zeta_{5,6}=34,72$.

Участок 7: скоба $d_у=20$ мм, $w=0,213$ м/с, $\zeta=1,23$; отвод на 90°, $d_у=20$ мм, $\zeta=1,1$; тройник (к стояку *3*) на проход при слиянии потоков при $W_{прох}/W_{сум}=0,5$, $\zeta=2,2$; всего $\Sigma\zeta_7=4,5$.

Участок 8: тройник на проход при $W_{прох}/W_{сум}=0,67$, $\zeta_8=1,2$.

Участок 9: тройник на проход при $W_{прох}/W_{сум}=0,75$, $\zeta_9=0,93$.

Участок 10: задвижка, $\zeta_{10}=0,5$.

Потери на местные сопротивления $\Delta p_м$ определяем по [38, табл. 46.3].

Суммарные потери давления в основном циркуляционном кольце $\Delta p_{о.к} = \Sigma (Rl + \Delta p_м) = 3114{,}7$ Па.

Естественное циркуляционное давление для рассчитываемого кольца $\Delta p_{е.пр} = \beta g h (\tau_{о1} - \tau_{о2}) = 0{,}64 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}5 \cdot 0{,}4 (95 - 70) = 156{,}96$ Па, что составляет 5 % $\Delta p_{о.к}$ и, следовательно, его можно не учитывать.

Рассчитываем кольцо нагревательного прибора второго этажа стояка. Дополнительными участками будут участки *11—14*.

Располагаемая потеря давления в дополнительных участках равна потере в параллельных участках *5* и *6* плюс увеличение естественного давления, т. е. $\Delta p_{11-14} = \Delta p_{5-6} + p_{е.доп}$; $\Delta p_{е.доп} = 0{,}64 \cdot 9{,}81 \cdot 3 \cdot 0{,}4 \cdot 25 = 188{,}35$ Па; $\Delta p_{11-14} = 79{,}3 + 188{,}35 = 267{,}65$ Па.

Средняя удельная потеря давления в дополнительных участках

$$R_{ср} = \frac{(1 - k)\Delta p_{11-14}}{\Sigma l} = \frac{0{,}65 \cdot 267{,}65}{8} = 21{,}72 \text{ Па/м}$$

(длина дополнительных участков $l_{11-14} = 8$ м).

В соответствии с $R_{ср}$ и расходами на участках выбираем $d_у$, R и w и найденные значения записываем в табл. 11.3.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

Участок 11: крестовина на проходе при делении потоков при $W_{прох}/W_{сум} = 0{,}67$, $\zeta = 1{,}2$; скоба $d_у = 20$ мм, $w = 0{,}138$, $\zeta = 1{,}1$; $\Sigma\zeta_{11} = 3{,}3$.

Участок 12 и 13: крестовина на ответвление при делении потоков при $W_{отв}/W_{сум} = 0{,}25$ и $d_{отв}/d_{сум} = 0{,}75$, $\zeta = 7{,}47$; кран двойной регулировки $\zeta = 4{,}0$; радиатор $d_у = 15$ мм, $w = 0{,}138$ м/с, $\zeta = 3{,}8$; крестовина на ответвлении при слиянии потоков при $W_{отв}/W_{сум} = 0{,}25$ и $d_{отв}/d_{сум} = 0{,}75$, $\zeta = 7{,}24$; всего $\Sigma\zeta_{12,13} = 22{,}51$.

Участок 14: скоба $d_у = 20$ мм; $w = 0{,}138$ м/с, $\zeta = 4{,}03$; крестовина на проход при слиянии потоков при $G_{прох}/G_{сум} = 0{,}67$, $\zeta = 1{,}2$; $\Sigma\zeta_{14} = 5{,}23$.

Полная потеря давления на участках *11—14* (см. табл. 11.3): $\Sigma\Delta p_{11-14} = 248{,}5$ Па.

Невязка в узлах присоединения:

$$\text{Невязка} = \frac{\Delta p_{5-5} + \Delta p_{е.доп} - \Sigma\Delta p_{11-14}}{\Delta p_{5-6} + \Delta p_{е.доп}} = \frac{267{,}65 - 248{,}5}{267{,}65} 100 = 7{,}15\%,$$

что допустимо.

Аналогично рассчитываются дополнительные участки других циркуляционных колец.

11.6. РАСЧЕТ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

В задачу расчета нагревательных приборов входит определение поверхности нагрева и гидравлического сопротивления приборов. Предварительно должен быть выбран тип нагревательного прибора.

Расчет поверхности нагрева производится в большинстве случаев после гидравлического расчета. Это позволяет учесть тепловыделения в помещение от трубопроводов. Кроме того, при определении естественного циркуляционного давления и при увязке давлений в узлах рассчитываются температуры и расходы теплоносителя в отдельных частях системы, что позволяет однознач-

но определить температурные перепады и коэффициенты теплопередачи приборов. Особенно это важно для однотрубных систем отопления.

Нагревательные приборы рассчитываются до гидравлического расчета трубопроводов в том случае, когда сопротивление нагревательного прибора заметно сказывается на сопротивлении всей системы. Основные положения методики расчета изложены в [5, 38]. Исходными данными при расчете приборов являются: тепловые нагрузки приборов, Вт; расчетные температуры горячей и обратной воды или давление пара (при паровом отоплении); расчетная температура воздуха в помещении.

Поверхность нагрева приборов в эквивалентных квадратных метрах* (экм) определяется по формуле

$$F_э = Q_{пр}\beta_1/q_э, \tag{11.27}$$

где $Q_{пр}$ — тепловая нагрузка прибора, Вт; β_1 — коэффициент, учитывающий охлаждение воды в стояках; $q_э$ — тепловой поток прибора, Вт/экм:

$$q_э = k_{пр}\Delta t, \tag{11.28}$$

где $k_{пр}$ — коэффициент теплопередачи прибора, Вт/(экм·К); Δt — расчетная разность температур в приборе, °С,

$$\Delta t = \tau_{ср} - t_в,$$

где $\tau_{ср}$ — средняя температура воды в приборе, °С.

Для двухтрубных систем отопления

$$\tau_{ср} = 0{,}5(\tau_{о1} + \tau_{о2} - \Sigma\delta\tau_м). \tag{11.29}$$

Для однотрубных систем

$$\tau_{ср} = \tau_{о1} - \Sigma\delta\tau_м - 0{,}86\frac{\Sigma Q_{пр} + \Sigma Q_{тр} + \frac{0{,}5}{\alpha}Q_{пр}}{W_{ст}}, \tag{11.30}$$

где $\Sigma\delta\tau_м$ — понижение температуры воды в магистралях (от теплового пункта до места присоединения стока), °С; $\Sigma\delta\tau_м$ — понижение температуры воды на 10 м изолированной подающей магистрали насосной системы отопления. Значения $\Sigma\delta\tau_м$ приведены ниже:

$d_у$, мм	25—30	40	50	40—100	125—150
$\Sigma\delta\tau_м$, °С	0,4	0,4	0,3	0,2	0,1

$\Sigma Q_{пр}$ — суммарная тепловая нагрузка приборов, расположенных по направлению движения воды в стояке до данного прибора, Вт; $\Sigma Q_{тр}$ — сумма дополнительных потерь теплоты трубами и приборами через ограждающие конструкции до рассматриваемо-

* Эквивалентным квадратным метром (экм) называют условную поверхность нагревательного прибора с теплоотдачей 506 Вт при разности средней температуры теплоносителя и воздуха помещения $\Delta t = 64{,}5$ °С, расходе воды 17,4 кг/ч, открытой установке и подаче теплоносителя по схеме сверху вниз.

го помещения, $\Sigma Q_{тр}=116$ Вт для одного открыто проложенного этажестояка, $\Sigma Q_{тр}=232$ Вт для стояка, скрытого в борозде наружной стены, $\Sigma Q_{тр}=175$ Вт для изолированного стояка в борозде; α — коэффициент затекания воды в данный прибор; $W_{ст}$ — расчетный расход воды в стояке, кг/ч.

Коэффициенты теплопередачи приборов определяются по формулам [38]: для радиаторов $k_{пр}=m\Delta t^{n}(W_{отн}/F_{р})^{p}$; для других приборов $k_{пр}=m\Delta t^{n}W^{p}_{отн}$, где m, n и p — опытные коэффициенты, которые зависят от типа прибора и схемы его присоединения к трубам; $W_{отн}$ — относительный расход воды в приборе; $F_{р}$ — расчетная поверхность нагрева прибора, экм; для радиаторов $W_{отн}=W_{пр}/17{,}4$, для конвекторов $W_{отн}=W_{пр}/35$, для других приборов $W_{отн}=W_{пр}/300$; $W_{пр}$ — действительный расход воды в приборе, кг/ч,

$$W_{пр}=\frac{3{,}6Q_{пр}}{c_{ж}(\tau_{вх}-\tau_{вых})}=0{,}86\frac{Q_{пр}}{(\tau_{вх}-\tau_{вых})}, \qquad (11.31)$$

где $Q_{пр}$ — тепловая нагрузка прибора, Вт; $\tau_{вх}$ и $\tau_{вых}$ — температуры воды на входе и выходе прибора, °С.

Расчетная поверхность нагрева прибора зависит от $W_{отн}/F_{р}$: при $W_{отн}/F_{р}\leqslant 7$

$$F_{р}=F_{э}^{1+p}-F_{тр}; \qquad (11.32)$$

при $W_{отн}/F_{р}>7$

$$F_{р}=F_{э}-F_{тр}, \qquad (11.33)$$

где $F_{тр}$ — поверхность открытых труб в помещении, экм,

$$F_{тр}=f_{в}l_{в}+f_{г}l_{г}; \qquad (11.34)$$

где $f_{в}$, $f_{г}$ — поверхности вертикальных и горизонтальных труб, экм/м, приведены ниже:

$d_{у}$, мм	15	20	25	32	40	50	70	100
$f_{в}$ вертикальных труб	0,100	0,125	0,155	0,185	0,220	0,260	0,310	0,44
$f_{г}$ горизонтальных труб	0,130	0,160	0,195	0,230	0,270	0,334	0,405	0,55

$l_{в}$, $l_{г}$ — длины вертикальных и горизонтальных труб, м.

Обычно для двухтрубных систем отопления $W_{отн}/F_{р}<7$, для однотрубных $W_{отн}/F_{р}$ может быть меньше и больше 7.

При проектировании удобно $F_{р}$ определить ориентировочно по формуле

$$F_{р}=Q_{пр}/q_{1}, \qquad (11.35)$$

где q_{1} — тепловой поток прибора, Вт/экм, $q_{1}=506$ Вт/экм при схеме питания прибора сверху вниз (см. рис. 11.2); $q_{1}=455$ Вт/экм при схеме снизу вниз; $q_{1}=395$ Вт/экм при схеме снизу вверх.

С учетом формул для $k_{пр}$ формулы для определения теплового потока прибора $q_{э}$, Вт/экм, принимают вид:

для радиаторов

$$q_{э}=m\Delta t^{n+1}(W_{отн}/F_{р})^{p}; \qquad (11.36)$$

Таблица 11.4. **Расчетные формулы для определения $q_э$ для чугунных секционных радиаторов и штампованных панелей [38]**

Схема питания приборов	$q_э$, Гт·экм	
	при $W_{отн}/F_р \leqslant 7$	при $W_{отн}/F_р > 7$
Сверху вниз	$2{,}2\,\Delta t^{1{,}32}\varphi$	$2{,}2\Delta t^{1{,}32}$
Снизу вниз	$4{,}48\,\Delta t^{1{,}15}\varphi$	$4{,}48\Delta t^{1{,}15}$
Снизу вверх	$2{,}64\,\Delta t^{1{,}24}\varphi$	$2{,}64\Delta t^{1{,}24}$

Таблица 11.5. **Значения коэффициента φ для чугунных секционных радиаторов [38]**

$W_{отн}/F_р$	Схема питания прибора	Расход воды $W_{пр}$, кг/ч						
		20	50	80	100	200	300	500
$W_{отн}/F_р \leqslant 7$	Сверху вниз	1,05	1,03	1,00	1,00	0,98	0,97	0,96
	Снизу вниз	1,16	1,08	1,02	1,04	0,96	0,94	0,90
	Сверху вниз	1,14	1,07	1,04	1,04	0,97	0,94	0,91
$W_{отн}/F_р > 7$	Все схемы	1,00						

для других приборов

$$q_э = m\Delta t^{n+1} W^p_{отн}. \qquad (11.37)$$

Формулы (11.36), (11.37) представляются обычно в виде

$$q_э = m_1 \Delta t^{n+1}/\varphi, \qquad (11.38)$$

где φ — коэффициент, учитывающий расход воды и схему присоединения прибора.

Расчетные формулы $q_э$ для радиаторов приведены в табл. 11.4.

Значения коэффициента φ для чугунных секционных радиаторов приведены в табл. 11.5.

Для других приборов формулы для определения $q_э$ и φ приводятся в [38].

Число секций чугунных радиаторов N определяется по формуле

$$N = (F_р\beta_2 - z)/(f_э\beta_3), \qquad (11.39)$$

где β_2 — коэффициент, учитывающий способ установки прибора (см. рис. 11.1); z — допустимое уменьшение греющей поверхности, экм; $f_э$ — поверхность нагрева одной секции; экм; β_3 — поправочный коэффициент, учитывающий число секций в приборе;

$$z = 0{,}05F_р\beta_3; \qquad (11.40)$$

$$\beta_3 = 0{,}92 \div 0{,}16/F_р. \qquad (11.41)$$

Вместо формулы (11.39) можно пользоваться упрощенной формулой

$$N = (F_р\beta_2 - 0{,}168)/(0{,}966f_э). \qquad (11.42)$$

Для других приборов число приборов или элементов

$$N = F_р / f_э, \qquad (11.43)$$

где $f_э$ — поверхность нагрева одного элемента (панели, трубы).

Пример 11.3. Определить поверхность нагрева и число элементов нагревательного прибора, расположенного на 2-м этаже, если: $Q_{пр}=1200$ Вт; $\tau_{о1}=95$ °С; $\tau_{о2}=70$ °С, $t_в=18$ °С.

Решение. Принимаем к установке чугунный радиатор типа М-140-АО, схема питания сверху вниз. Прибор установлен под оконным проемом: $\beta_2=1,03$, $\beta_3=1$.

Расход воды в приборе

$$W_{пр}=\frac{1200\cdot 0,86}{95-70}=41,28 \text{ кг/ч}; \quad W_{отн}=\frac{41,28}{17,4}=2,37.$$

Ориентировочно оцениваем $F_р$ по (11.35): $F_р=1200/506=2,33$ экм, тогда $G_{отн}/F_р=2,37/2,33=1,02$; $q_э=2,2\Delta t^{1,32}/\varphi$ (см. табл. 11.5); $t_{ср}=0,5(\tau_{о1}+\tau_{о2}-\delta\tau_м)=0,5(95+70-0,4)=82,3$ °С ($\delta\tau_м=0,4$ °С); $\delta\tau=82,3-18=64,3$ °С. $\varphi=1,04$ (по табл. 11.5 при $W_{пр}=41,28$ кг/ч, тогда $q_э=2,2\cdot 64,3^{1,32}/1,04=515,5$ Вт/экм, $F_э=1200/515,5=2,33$ экм.

Подводящие трубы: длина подводки диаметром $d_у=15$ мм равна 1 м, высота стояков диаметром $d_у=20$ мм составляет 3,0 м. Для этих условий: $l_г=2$ м; $l_в=6$ м; $f_г=0,13$ экм/м; $f_в=0,125$ экм/м; $F_{тр}=f_г l_г+f_в l_в=0,13\cdot 2+0,125\cdot 6=0,26+0,75=1,01$ экм.

Расчетная поверхность нагрева $F_р=F_э^{1+p}-F_{тр}=2,33^{1,03}-1,01=2,39-1,01=1,29$ экм.

Число секций в приборе

$$N=\frac{F_р\beta_2-0,168}{0,966\beta_3}=\frac{1,29\cdot 1,03-0,168}{0,966\cdot 0,35}=3,43.$$

Устанавливаем радиатор из четырех секций.

Глава двенадцатая

ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

12.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В промышленных зданиях и в ряде помещений общественных зданий целесообразно устройство воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией. При отсутствии центральных систем приточной вентиляции применяется местное воздушное отопление [5].

В последнее время для повышения экономичности в прямоточной системе воздушного отопления используется теплота уходящего воздуха на нагрев поступающего наружного воздуха (рис. 12.1). Система с полной рециркуляцией проектируется в ка-

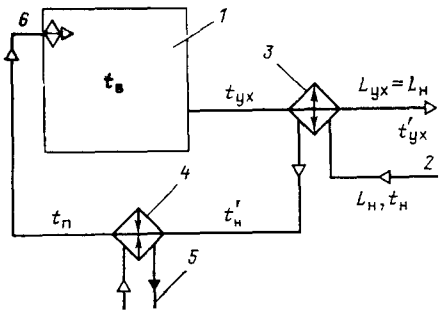


Рис. 12.1. Схема воздушного отопления с использованием теплоты уходящего воздуха:

1 — помещение; *2* — подача холодного воздуха; *3* — теплообменник использования теплоты уходящего воздуха; *4* — калорифер для нагрева воздуха до расчетной температуры приточного воздуха; *5* — отвод конденсата; *6* — подача нагретого воздуха

честве дежурного отопления, если это допускается по санитарно-гигиеническим условиям и пожаровзрывобезопасности.

Для воздушного отопления следует предусматривать не менее двух систем (двух установок) или проектировать одну систему с резервным вентилятором, если не предусмотрено дежурное отопление в нерабочее время. При наличии нескольких систем воздушного отопления необходимо, чтобы при выходе из строя одной системы производительность оставшихся была достаточной для поддержания в помещении требуемой температуры. Для помещений, разделенных противопожарными стенами, необходимо проектировать отдельные системы воздушного отопления, а для помещений категорий А, Б, В и Е — отдельные для каждого этажа. Допускается проектирование общих систем для указанных выше помещений, если производства в них относятся к одному технологическому процессу, имеют вещества одного и того же вида, размещены не более чем на трех этажах и воздуховоды проложены с выполнением требований СНиП II-33—75*. Для помещений категорий Г и Д следует проектировать общие системы для всех этажей в пределах, ограниченных противопожарными стенами. Для вспомогательных помещений следует принимать общую систему воздушного отопления.

При центральном воздушном отоплении нагрев воздуха производится в приточных вентиляционных камерах, в которых устанавливается такое же оборудование, что и в вентиляционных системах: фильтры, калориферы и вентиляторы. В помещение воздух подается с помощью воздуховодов или сосредоточено одной или несколькими струями. Места подачи и типы воздухораспределителей при раздаче воздуха с помощью воздуховодов выбираются из условий создания необходимых метеорологических условий в помещении аналогично системам вентиляции. При сосредоточенной подаче воздух подается в помещение настилающимися струями при высоте помещения $H_п < 8$ м и ненастилающимися при $H_п > 8$ м. Настилающиеся струи образуются при выпуске воздуха на высоте $h = 0{,}85 H_п$ от пола, ненастилающиеся — при $h = (0{,}35 \div 0{,}65) H_п$ от пола, так же как при местном воздушном отоплении [32].

Расстояние между струями принимается равным $B \leqslant 3H_п$ при подаче компактными струями и до $10H_п$ при подаче неполными

веерными струями. Выпуск воздуха необходимо проектировать таким образом, чтобы струи воздуха не встречали на своем пути строительных конструкций и оборудования.

12.2. РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Количество воздуха $G_о$, кг/ч, необходимого для отопления,

$$G_о = \frac{3{,}6Q_о}{c_в(t_п - t_в)}, \qquad (12.1)$$

где $Q_о$ — тепловая мощность системы отопления, Вт; $c_в$ — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [$c_в$=1,0 кДж/(кг·К)]; $t_п$ — температура приточного воздуха, °С. Для воздушного отопления с постоянным или длительным (более 2 ч) пребыванием людей воздух можно нагревать до 70 °С, если он подается в помещение на высоте $h > 0{,}4\,H_п$. При подаче нагретого воздуха из воздухораспределителей или отопительных агрегатов на высоте $h < 0{,}4\,H_п$ температура приточного воздуха на расстоянии более 2 м от рабочего места не должна превышать 45 °С. При длительном непосредственном влиянии струи нагретого воздуха температура его должна быть не более 25 °С; $t_в$ — температура воздуха в помещении, °С.

В системах воздушного отопления, совмещенных с приточной вентиляцией, количество воздуха, подаваемого в помещение, определяется расчетом и равно $G_{вен}$. Если $G_о \geqslant G_{вен}$, то принимается в расчет $G_о$ и температура приточного воздуха остается такой же, как в (12.1). Система при этом может быть прямоточной или с частичной рециркуляцией. Если $G_о < G_{вен}$, то количество воздуха в системе должно быть равно $G_{вен}$, кг/с, а температура приточного воздуха $t_п$, °С, находится по формуле

$$t_п = t_в + \frac{3{,}6Q_о}{c_в G_{вен}}. \qquad (12.2)$$

Система при этом делается прямоточной.

Количество теплоты на нагрев воздуха (см. [1, 5, 32]): для прямоточной системы $Q = G_{вен}c_в(t_п - t_н)$; для системы с полной рециркуляцией $Q = G_о c_в(t_п - t_в)$; для системы с частичной рециркуляцией $Q = G_о c_в(t_п - t_в) + G_{вен}c_в(t_в - t_н)$, причем $G_о = G_{вен} + G_р$ ($G_р$ — количество рециркуляционного воздуха).

Количество отопительных агрегатов $N_{агр}$ при местном отоплении

$$N_{агр} = (kQ_о)/Q_{агр}, \qquad (12.3)$$

где $Q_о$ — тепловая мощность системы отопления; $Q_{агр}$ — тепловая мощность выбранного агрегата; k — коэффициент запаса, равный 1,1 при заборе воздуха из рабочей зоны и 1,3 при заборе воздуха из верхней зоны помещения.

Температура, влажность и скорость воздуха, выходящего из воздухораспределителей и отопительных агрегатов, должны быть

проверены расчетом для обеспечения в рабочей зоне нормируемых метеорологических параметров (см. гл. 8).

Скорость воздушной компактной струи v_0, м/с, на выходе из отопительного агрегата определяется по формуле

$$v_0 = 0{,}087\,(t_{\text{н}} - t_{\text{в}})^{0,5}\left(\frac{B^3 H_{\text{п}}}{F_0}\right)^{0,25}, \qquad (12.4)$$

где B — расстояние между струями, м; F_0 — площадь выходного сечения агрегата, м^2.

При неполной веерной струе

$$v_0 = 0{,}034\,(t_{\text{п}} - t_{\text{в}})^{0,5}(B^3 H_{\text{п}}/F_0)^{0,25}. \qquad (12.4\text{а})$$

Максимальная скорость $v_{\text{м}}$, м/с, в обратном потоке, образующемся под струей, вычисляется по формуле

$$v_{\text{м}} = 0{,}43 v_0 (F_0/BH_{\text{п}})^{0,5}. \qquad (12.5)$$

Скорость в обратном потоке должна удовлетворять требованию

$$v_{\text{м}} \leqslant v_{\text{н}}, \qquad (12.6)$$

где $v_{\text{н}}$ — нормируемая скорость воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне, м/с.

Равномерность распределения температуры воздуха по площади и высоте помещения зависит от кратности воздухообмена n. Наиболее выгодная кратность, 1/ч, воздухообмена с точки зрения расхода электроэнергии определяется по формуле

$$n = 300 v_{\text{м}}^2 / l, \qquad (12.7)$$

где l — длина зоны помещения, обслуживаемой струей, м,

$$l < 4{,}5\,(BH_{\text{п}})^{0,5}. \qquad (12.8)$$

Температура нагретого воздуха, °С, после отопительного агрегата

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} + \frac{(1{,}1 - 1{,}3)\,3{,}6 Q_{\text{т}}}{c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} n V_{\text{п}}}, \qquad (12.9)$$

где $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха, кг/м^3; $V_{\text{п}}$ — объем помещения, м^3.

Температура $t_{\text{п}}$ не должна быть больше предельно допустимого значения $t_{\text{доп}}$. Для компактной струи $t_{\text{доп}}$ определяется по формуле

$$t_{\text{доп}} = t_{\text{в}} + 320 v_0 v_{\text{н}} / B. \qquad (12.10)$$

При центральном воздушном отоплении при сосредоточенной подаче воздуха непластилающимися компактными и неполными веерными струями расчет скорости и температуры воздуха выполняется аналогично расчету при местном отоплении. При подаче воздуха пластилающимися струями из щелевидных отверстий используются другие расчетные формулы [33].

12.3. РАСЧЕТ КАЛОРИФЕРОВ

В системах центрального воздушного отопления для нагрева воздуха используются калориферы различных моделей [37, 39].

При теплоносителе воде рекомендуется применять преимущественно многоходовые калориферы и последовательное соединение как многоходовых, так и одноходовых калориферов. Допускается параллельное соединение калориферов по воде при последовательном соединении по воздуху (рис. 12.2). При теплоносителе паре следует применять одноходовые калориферы. Данные о калориферах приведены в [37, 93].

Поверхность нагрева калорифера, м^2,

$$F = Q/k\Delta t,$$

где Q — тепловая мощность калориферов, Вт; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К); Δt — расчетная разность температур, °С.

Расчет поверхности нагрева калориферов систем воздушного отопления, совмещенных с системами вентиляции и кондиционирования воздуха, запроектированных по расчетным параметрам наружного воздуха А, следует производить следующим образом. При теплоносителе паре расчет производится по суммарной потребности в теплоте на отопление (рассчитанной по параметрам Б холодного периода года) и на вентиляцию (при расчете по параметрам А). При теплоносителе воде в расчет следует принимать суммарную потребность в теплоте на отопление (по параметрам Б) и на вентиляцию (по параметрам Б).

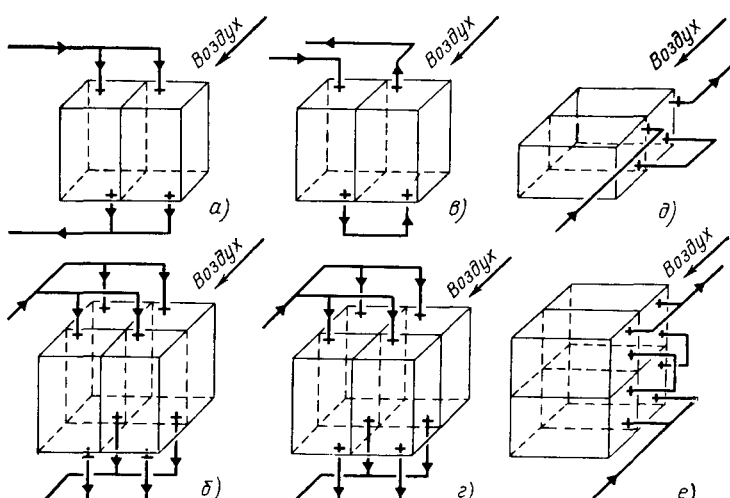


Рис. 12.2. Схемы параллельного и последовательного присоединения калориферов к трубопроводам:

а, б — при теплоносителе паре; *в*—*е* — при теплоносителе воде; *г* — одноходовой калорифер; *в, д, е* — многоходовые калориферы

Определение коэффициентов теплопередачи калориферов — см. [39].

При расчете калориферов исходными данными являются: расход воздуха $G_в$, кг/с, тепловая мощность Q, Вт, вид греющего теплоносителя.

Обычно предварительно задаются величиной массовой скорости ($v\rho_в$) в пределах 8—12 кг/(м²·с).

Для выбранной модели калорифера определяется живое сечение калорифера f, м², для прохода воздуха

$$f = G_в/(v\rho_в). \qquad (12.11)$$

По значению f выбирается номер и число параллельно установленных по воздуху калориферов с действительным живым сечением $f_д$. Тогда действительная массовая скорость воздуха в калорифере

$$(v\rho_в)_д = G_в/f_д.$$

Скорость воды в трубах калорифера, м/с, определится по формуле

$$w = W/(\rho_ж f_{тр}), \qquad (12.12)$$

где W — расход воды, кг/с; $\rho_ж$ — плотность воды, кг/м³; $f_{тр}$ — живое сечение трубок калорифера, м².

Расход воды

$$W = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{c_ж (\tau_{в.вых} - \tau_{в.вх})\, n}, \qquad (12.13)$$

где $c_ж$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К); n — число калориферных установок или число параллельно соединенных калориферов по воде; $\tau_{вх}$, $\tau_{вых}$ — температура воды на входе и выходе из калорифера, °С.

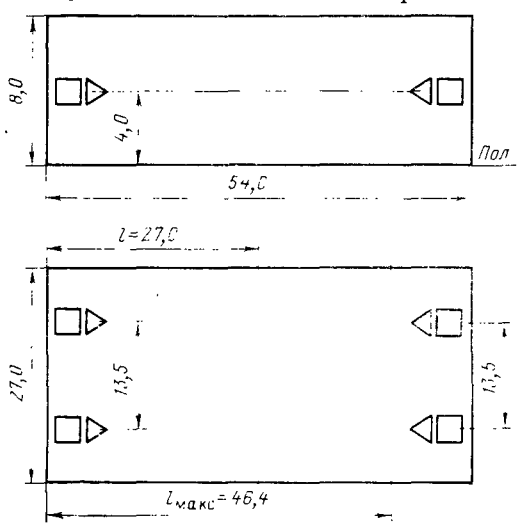


Рис. 12.3. К примеру 12.1

По значениям, полученным в результате расчета поверхности нагрева F и поверхности нагрева выбранной модели, принимаем общее число калориферов $N_к$, кратное числу их в первом ряду, и определяем полную поверхность нагрева $F_д$.

Запас поверхности нагрева, %,

$$\frac{F_д - F}{F} \cdot 100. \qquad (12.14)$$

При теплоносителе паре для предупреждения замерзания конденсата запас поверхности нагрева не должен превышать 10 %. Конденсатоотводчик необходимо устанавливать не менее чем на 300 мм ниже конденсатных патрубков калориферов.

Конденсат должен удаляться самотеком от конденсатоотводчиков до конденсатных баков.

При теплоносителе воде для предотвращения замерзания запас поверхности нагрева не должен превышать 20 % и, как указано выше, необходимо последовательное соединение калориферов по воде (во избежание малых скоростей воды), а в одноходовых калориферах — только по системе сверху вниз. Гидравлическое сопротивление калориферов определяется по формуле

$$\Delta p = b(v\rho_в)^q, \qquad (12.15)$$

где b и q — опытные коэффициенты, приводимые в [37, 39].

Для калориферов, выпускаемых промышленностью, значения k и Δp приводятся в таблицах [37, 39].

Пример 12.1. В помещении размерами $L_п \times B_п \times H_п = 54 \times 27 \times 8$ м и объемом $V_п = 11\,664$ м³ устраивается воздушное отопление с помощью отопительных агрегатов (рис. 12.3). Температура воздуха в помещении $t_в = 18$ °С, нормируемая скорость воздуха (по СНиП II-33—75*) $v_{норм} = 0{,}5$ м/с. Мощность системы отопления $Q_о = 266$ кВт. Греющий теплоноситель — горячая вода с расчетными температурами 130/70 °С.

Отопительные агрегаты устанавливаем по короткой стене. Воздух подаем через регулирующую решетку отопительного агрегата компактными струями. Относительное живое сечение решетки 0,75.

Максимальное расстояние между струями для компактных струй:

$$B = 3H_п = 3 \cdot 8 = 24 \text{ м}.$$

Устанавливаем ориентировочно два агрегата, тогда расстояние между агрегатами $B = 27 : 2 = 13{,}5$ м. Площадь поперечного помещения, приходящаяся на одну струю (один агрегат), $F_п = BH_п = 13{,}5 \cdot 8 = 108$ м².

Длина зоны, обслуживаемой одной струей:

$$l_{макс} = 4{,}5\sqrt{F_п} = 4{,}5\sqrt{108} = 46{,}4 \text{ м}.$$

Так как длина помещения $L_п > l_{макс}$, устанавливаем агрегаты в два ряда. Фактическая длина обслуживаемой зоны $l = 54 : 2 = 27$ м.

Тепловая мощность одного агрегата $Q_{агр} = 266/4 = 66{,}5$ кВт.

Выбираем отопительный агрегат АПВС110-80, который имеет [38] спирально-навивной калорифер поверхностью нагрева 29,4 м², осевой вентилятор типа 06-320-7 с двигателем типа А41-4 мощностью $N_{дв} = 1{,}7$ кВт при частоте вращения $n = 1400$ об/мин. Выходное отверстие агрегата $F_{агр} = 0{,}852 \cdot 0{,}852 = 0{,}726$ м², живое сечение $F_0 = 0{,}75 \cdot 0{,}726 = 0{,}545$ м². Максимальная тепловая мощность агрегата 93 кВт. Производительность по воздуху $L_{агр} = 6900$ м³/ч. Проверяем кратность воздухообмена. Оптимальное значение n по (12.7):

$$n = 300\frac{v_{норм}^2}{l} = 300\frac{0{,}5^2}{27} = 2{,}78 \text{ 1/ч}.$$

При $n = 2{,}78$ 1/ч объем воздуха, подаваемого в помещение, $L = nV_п = 2{,}78 \times 11\,664 = 32\,426$ м³/ч.

Объем воздуха, подаваемого агрегатами, $\Sigma L_{агр}=4\cdot6900=27\,600$ м³/ч и действительная кратность воздухообмена $n_д=27\,600/11\,664=2{,}37$, что вполне удовлетворительно.

Забор воздуха осуществляется из нижней зоны помещения. Температуру горячего воздуха при этом определяем по формуле (12.9)

$$t_п=t_в+\frac{1{,}2Q_o3600}{c_в\rho n_д V_п}=18+\frac{1{,}2\cdot266\cdot3600}{1\cdot1{,}216\cdot2\cdot37\cdot11\,664}=49{,}4\ ^\circ\text{C}.$$

Начальная скорость воздушной струи на выходе из агрегата по (12.4)

$$v_0=0{,}087(t_п-t_в)^{0{,}5}\left(\frac{BH_п}{F_0}\right)^{0{,}25}=0{,}087(49{,}4-18)^{0{,}5}\left(\frac{13{,}5\cdot8}{0{,}545}\right)^{0{,}25}=6{,}4\ \text{м/с}.$$

Скорость в обратном потоке по (12.5):

$$v_м=0{,}43v_0\left(\frac{F_0}{BH_п}\right)^{0{,}5}=0{,}43\cdot6{,}4\left(\frac{0{,}545}{13{,}5\cdot8}\right)^{0{,}5}=0{,}193\ \text{м/с},$$

т. е. выполняется необходимое требование: $v_м<v_{норм}$.

Допустимая температура горячего воздуха после отопительного агрегата по (12.10)

$$t_{доп}=t_в+320\frac{v_0}{B}v_{норм}=18+320\frac{6{,}3}{13{,}5}0{,}5=75{,}8\ ^\circ\text{C},$$

т. е. $t_п<t_{доп}$.

Таким образом, принятое решение удовлетворяет требованиям.

Пример 12.2. Подобрать калориферы для системы воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией. Расход теплоты на отопление $Q_o=50$ кВт, количество нагреваемого воздуха $G=18\,000$ кг/ч. Температура внутреннего воздуха $t_в=18\ ^\circ$C. Расчетные параметры наружного воздуха для холодного периода года: $t_н=-16\ ^\circ$C по параметрам А, $t_н=-28\ ^\circ$C по параметрам Б (Иваново). Греющий теплоноситель — вода с расчетными параметрами 150/70 °С.

Решение. Расход теплоты на вентиляцию (по параметрам А)

$$Q_{в.н}=18\,000\cdot1(18+16)\frac{1}{3600}=170\ \text{кВт}.$$

Общий расход теплоты $Q=Q_o+Q_{вен}=50+170=220$ кВт.

Для расчета калорифера вычисляем условный расход теплоты (по параметрам Б):

$$Q^у_{вен}=18\,000\cdot1(18+28)\frac{1}{3600}=230{,}0\ \text{кВт};$$

$$Q^у=50+230=280\ \text{кВт}.$$

Условная температура нагрева воздуха

$$t_у=18+\frac{50\cdot3600}{18\,000\cdot1}=28\ ^\circ\text{C}.$$

Задаемся массовой скоростью воздуха $v\rho=10$ кг/(м²·с).

Живое сечение для прохода воздуха

$$f=\frac{18\,000}{3600\cdot10}=0{,}5\ \text{м}^2.$$

Выбираем калорифер многоходовой пластинчатый КЗВП-6, живое сечение по воздуху f_1 0,295 м², по воде $f_{тр}=0{,}00096$ м², поверхность нагрева одного калорифера $F_1=25{,}3$ м².

Устанавливаем два калорифера параллельно (по воздуху). Действительное живое сечение $f_0=2\cdot0{,}295=0{,}59$ м².

Действительная массовая скорость воздуха

$$v\rho=\frac{18\,000}{3600\cdot0{,}59}=8{,}47 \text{ кг } (\text{м}^2\cdot\text{с}).$$

Расход воды через калорифер

$$W=\frac{280}{(150-70)\cdot4{,}19}=0{,}835 \text{ кг с}.$$

Скорость воды в трубках при питании двух калориферов

$$\omega=\frac{0{,}835}{1000\cdot0{,}00096\cdot2}=0{,}46 \text{ м с}.$$

Коэффициент теплопередачи по [38, табл. 11.6]

$$k=28{,}03 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Разность температур

$$\Delta t=\frac{\tau_1+\tau_2}{2}-\frac{t_{вх}+t_{0вых}}{2}=\frac{150+70}{2}-\frac{-28+28}{2}=110 \text{ °C}.$$

Поверхность нагрева установки

$$F=\frac{280\cdot10^3}{28{,}03\cdot110}=90{,}8 \text{ м}^2.$$

Число калориферов $N_к=90{,}8/25{,}3=3{,}6$. Устанавливаем четыре калорифера (в два ряда по два калорифера). Поверхность нагрева четырех калориферов будет равна $25{,}3\cdot4=101{,}2$ м².

Запас поверхности нагрева $\frac{101{,}2-90{,}8}{90{,}8}\cdot100=11{,}5\%$, т. е. меньше допустимых 20 %.

Сопротивление калорифера определяем по формуле [39]:

$$\Delta p_1=0{,}122\cdot9{,}81\,(v\rho)^{1{,}76}=0{,}122\cdot9{,}81\cdot42{,}96=51{,}42 \text{ Па}.$$

Общее сопротивление калориферов по воздуху для двух калориферов, установленных последовательно с запасом 10 %,

$$\Delta p=51{,}42\cdot2\cdot1{,}1=113{,}1 \text{ Па}.$$

Глава тринадцатая

ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

13.1. ВЫБОР И КОНСТРУИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Паровые системы отопления допускается применять в производственных помещениях категорий Г и Д при отсутствии выделения пыли; при выделении невзрывоопасных и негорючих пыли и газов; при значительных влаговыделениях; при незначительных

тепловыделениях. Допускается устройство паровых систем высокого давления ($p>0{,}17$ МПа) в бытовых помещениях промышленных предприятий и паровых систем низкого давления ($p\leqslant 0{,}17$ МПа) во вспомогательных помещениях объемом менее 1500 м^3, в спортивных сооружениях, банях, предприятиях общественного питания и магазинах.

Паровые системы снабжаются: конденсатоотводчиками, конденсатными баками, бачками-сепараторами, насосами для перекачки конденсата, редукционными клапанами и другим оборудованием в зависимости от типа системы и давления пара [5].

В качестве нагревательных приборов в системах парового отопления применяются радиаторы, конвекторы, ребристые трубы и гладкие трубы, собираемые в змеевики или регистры. Применение приборов из гладких труб на промышленных предприятиях требует обоснования. Пар как теплоноситель используется также для нагрева воздуха в калориферах и отопительных агрегатах воздушного отопления.

Паро- и конденсатопроводы систем отопления. Их проектируют отдельными, не связанными с паро- и конденсатопроводами других потребителей, в том числе с трубопроводами воздушного отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения.

Прокладка трубопроводов парового отопления производится так же, как и при водяном отоплении. Воздух из системы отводится через воздухосборники и воздушные трубки, устанавливаемые на конденсатопроводах перед конденсатоотводчиками [5, 37]. Уклоны на подводках принимаются 10 мм на всю длину подводки. На прямых участках магистралей устанавливают П-образные компенсаторы (рис. 13.1).

Запорно-регулирующая арматура. У нагревательных приборов в системах высокого давления ($p>0{,}17$ МПа) устанавливаются клапаны на паровой подводке и термодинамический или термостатический конденсатоотводчик на конденсатной подводке. В системах низкого давления ($p\leqslant 0{,}17$ МПа) на паровой под-

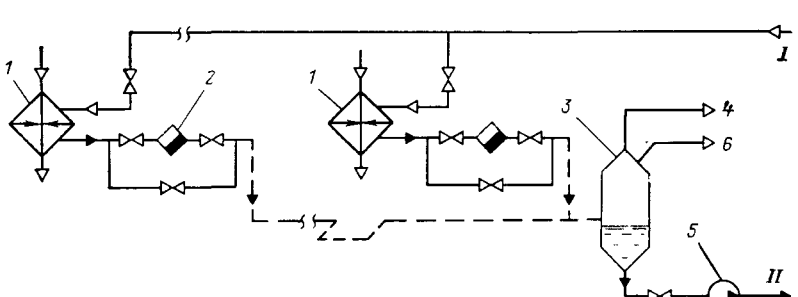


Рис. 13.1. Схема парового отопления высокого давления:
1 — нагревательный прибор (теплообменник); *2* — конденсатоотводчик; *3* — бачок-сепаратор; *4* — пар вторичного вскипания; *5* — насос; *6* — к гидравлическому затвору; *I* — подвод пара; *II* — отвод конденсата

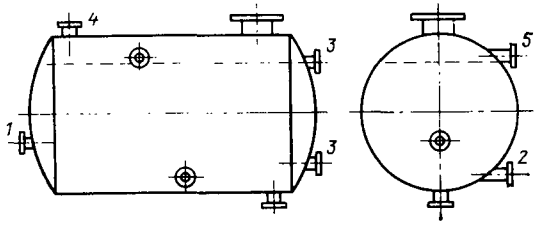


Рис. 13.2. Конденсатный бак:
1 — вход конденсата; *2* — к насосу; *3* — к указателю уровня; *4* — к гидрозатвору; *5* — перелив

водке устанавливается клапан, на конденсатной — тройник с пробкой. У калориферов на паровых подводках устанавливаются воздушные краны и клапаны. На общем конденсатопроводе устанавливаются конденсатоотводчик, воздушный и спускной краны, за конденсатоотводчиком — обратный затвор. Для спуска конденсата применяются клапаны и тройники с пробками. Для предотвращения превышения давления предусматривается установка предохранительного клапана.

Конденсатные системы парового отопления. Их следует проектировать закрытыми во избежание повышенной коррозии труб и значительных потерь теплоты от паров вскипания конденсата в сборных конденсатных баках атмосферного типа. Давление в конденсатных баках принимается не более 0,105—0,115 МПа. Для сбора паров вскипания, образующихся при понижении давления, и пролетного пара рекомендуется устанавливать бачки-сепараторы. Конденсатные баки (рис. 13.2) оборудуются водомерными стеклами, переливными и спускными трубами, люками. Объем конденсатных баков принимается равным 15-минутному расходу конденсата при автоматическом управлении конденсатными насосами и 30-минутному расходу при ручном управлении. Водная часть бака должна составлять не более 80 % объема бака.

Объем бачков-сепараторов $V_{б.с}$, м^3,

$$V_{б.с}=0{,}5G_к x/\rho_п, \qquad (13.1)$$

где $G_к$ — расход конденсата, т/ч; x — содержание пара в конденсате, доля; $\rho_п$ — плотность пара при давлении в бачке, кг/м^3.

Уровень конденсата в бачке не должен быть выше 5 м над уровнем пола, объем конденсата в нем — не более 20 % объема бачка. Давление в бачке поддерживается во избежание подсосов воздуха 0,102—0,105 МПа за счет паров вторичного вскипания. Скорость пара в бачке принимается не более 2 м/с, конденсата 0,25 м/с. Конденсатный бак и бак-сепаратор снабжаются гидравлическими затворами.

В системах высокого давления при закрытых схемах сбора и возврата конденсата часть конденсатопроводов двухфазные, а часть — напорные однофазные. В однофазном конденсатопроводе конденсат заполняет все сечения трубы и перемещается за счет давления пара или за счет насоса. В двухфазном конденсатопроводе вместе с конденсатом перемещается пролетный пар и пар

вторичного вскипания, образующийся при снижении давления за конденсатоотводчиком. В зависимости от типа конденсатопровода принимается та или иная методика их расчета. При выборе конденсатоотводчиков оценивается коэффициент пропускной способности $\kappa_{\text{у}}$:

при $t_{\text{к}}/t_{\text{п}}=0{,}85\div 1{,}0$

$$\kappa_{\text{у}}=\frac{20G_{\text{к}}}{\sqrt{\Delta p\rho_{\text{ж}}}}; \tag{13.2}$$

при $t_{\text{к}}/t_{\text{п}}<0{,}85$

$$\kappa_{\text{у}}=\frac{10G_{\text{к}}}{\sqrt{\Delta p\rho_{\text{ж}}}}, \tag{13.2а}$$

где $t_{\text{к}}$ — температура конденсата, °С; $t_{\text{п}}$ — температура насыщенного пара, °С; $G_{\text{к}}$ — масса конденсата, кг/ч; Δp — разность давлений до и после конденсатоотводчиков, Па; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность конденсата, кг/м^3.

По значению $\kappa_{\text{у}}$ выбирается необходимый типоразмер конденсатоотводчика.

При отводе конденсата из теплообменников при давлении до 0,6 МПа и при колебании расхода пара не более 30 % принимаются подпорные шайбы. Диаметр отверстия шайбы, мм,

$$d_{\text{ш}}=3{,}74\sqrt{G_{\text{к}}^2/\Delta p_{\text{ш}}}, \tag{13.3}$$

где $G_{\text{к}}$ — масса конденсата, кг/ч; $\Delta p_{\text{ш}}$ — разность давлений до и после шайбы, Па.

Для повышения экономичности паровых систем отопления пар вскипания и пролетный пар должны использоваться для нагрева воды или других целей. Количество пара вскипания $G_{\text{п.в}}$, кг/ч,

$$G_{\text{п.в}}=G_{\text{к}}\frac{h_{\text{к1}}-h_{\text{к2}}}{r_2}, \tag{13.4}$$

где $G_{\text{к}}$ — количество конденсата, кг/ч; $h_{\text{к1}}$, $h_{\text{к2}}$ — энтальпии конденсата при давлениях перед конденсатоотводчиком и в сборном баке, кДж/кг; r — теплота фазового перехода при давлении в сборном баке (в конденсатном баке или в бачке-сепараторе), кДж/кг.

Количество вторичного и пролетного пара определяется при проектировании по расчетным таблицам [34].

При возврате конденсата насосом устанавливается по два насоса на конденсатный бак производительностью, равной часовому расходу конденсата каждый. Для систем низкого давления устанавливается один насос производительностью, равной двухчасовому расходу конденсата. Давление, создаваемое насосами $p_{\text{н}}$, Па, равно

$$p_{\text{н}}=p_{\text{к}}+(\Delta z+1)g\rho_{\text{ж}}+\Delta p_{\text{к}}-p_{\text{к.б}}, \tag{13.5}$$

где $p_к$ — конечное давление в приемнике конденсата, Па; $\Delta z+1$ — разность отметок в конденсатопроводе (после насоса с запасом в 1 м), м; $\Delta p_к$ — потеря давления в конденсатопроводе, Па; $p_{к.б}$ — давление в конденсатном баке, Па; $\rho_ж$ — плотность конденсата, кг/м³.

Уровень конденсата в конденсатном баке должен быть достаточным для поддержания давления во всасывающем патрубке насоса во избежание вскипания конденсата и кавитации в насосе.

Давление пара в системе отопления зависит от источника теплоснабжения, радиуса действия системы и допустимой температуры пара в нагревательных приборах, которая принимается не более 130 °С, а в пожаровзрывоопасных помещениях не более 110 °С.

Начальное давление пара p_1, кПа, в системах низкого давления определяется по формуле

$$p_1=1{,}1\,(\Delta p_п+p_{пр}), \tag{13.6}$$

где $\Delta p_п$ — потери давления в паропроводе, кПа; $p_{пр}$ — давление перед клапаном нагревательного прибора; 1,1 — коэффициент запаса на неучтенные потери.

Давление пара перед клапаном нагревательного прибора $p_{пр}=2$ кПа принимается в системах без конденсатоотводчиков при самотечном конденсатопроводе. При наличии конденсатоотводчика $p_{пр}=p_{к.н}/0{,}4$, но не менее 3,5 кПа ($p_{к.н}$ давление за конденсатоотводчиком).

Паровое отопление высокого давления следует принимать главным образом на промышленных предприятиях, где имеется пар для технологических целей. Исходя из допустимой температуры пара, давление пара более 0,3 МПа в системах отопления не используется. Для обогрева калориферов возможно применять пар с давлением до 0,6 МПа. Начальное давление пара в системе определяется по (13.6), причем давление перед клапаном нагревательного прибора

$$p_{пр}=p_{к.н}/0{,}7. \tag{13.7}$$

При закрытом конденсатном баке и напорном конденсатопроводе начальное давление пара

$$p_1=\Delta p_{пр}+\Delta p_п+\Delta p_к+p_{к.б}, \tag{13.8}$$

где $\Delta p_к$ — потери в напорном конденсатопроводе от прибора до конденсатного бака; $p_{к.б}$ — давление в конденсатном баке; $\Delta p_{пр}$ — потери давления в приборе.

13.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОПРОВОДОВ

При паровом отоплении низкого давления изменение количества и параметров пара вследствие падения давления и попутной конденсации, возникающие при движении пара по трубопроводу, незначительно, поэтому на каждом участке паропровода эти величины принимаются постоянными. При этом условии гидравлический расчет паропроводов можно проводить по методу удельных падений давления на трение [5, 37].

Расчет паропроводов в системах высокого давления осуществляется, как правило, после расчета конденсатопроводов. Давление пара в конце паропровода — перед клапаном наиболее удаленного нагревательного прибора — определяется по (13.7). Если

давление перед теплообменником задано, то следует сначала рассчитать паропровод.

При расчете паропроводов высокого давления необходимо учитывать изменение плотности пара при изменении его давления и уменьшение расхода пара от попутной конденсации, возникающей вследствие тепловых потерь в паропроводе. Изменение расхода пара и его параметров необходимо рассчитывать на каждом участке паропровода.

Средний расход пара, кг/с, на участке с учетом попутной конденсации

$$G_{уч} = G_{кон} + 0{,}5G_{п.к},$$

где $G_{кон}$ — расход пара в конце паропровода, кг/с; $G_{п.к}$ — попутная конденсация, кг/с,

$$G_{п.к} = Q_{пот}/r_{ср},$$

где $Q_{пот}$ — потери теплоты на участке, кВт; $r_{ср}$ — теплота фазового перехода при среднем давлении на участке, кДж/кг.

Потеря теплоты на участке может быть рассчитана по общим формулам теплопередачи.

Потеря давления в паропроводе высокого давления определяется по средней условной удельной потере давления на трение $R_{ср}$, определяемой при пропуске пара плотностью $\rho_п = 1$ кг/м^3. Для этих условий составлены расчетные таблицы. Значение $R_{ср}$, Па/м, определяется по формуле [38]:

$$R_{ср} = \frac{0{,}9(p_1 - p_2)\rho_{п.ср}}{l} \cdot \frac{100 - \eta}{100}, \qquad (13.9)$$

где η — доля потерь на трение, %; $\rho_{п.ср}$ — плотность пара при среднем давлении на участке, кг/м^3; 0,9 — коэффициент, учитывающий ориентировочный запас в принятом располагаемом давлении.

По $R_{ср}$ и среднему расходу пара на участке по таблицам определяются предварительные значения диаметра $d_у$ и $R_{усл}$, а также скорость движения $v_{усл}$.

Действительные значения удельной потери давления R, Па/м, и действительной скорости пара v, м/с, находятся по формулам:

$$R = R_{усл}/\rho_{п.ср}; \qquad (13.10)$$

$$v = v_{усл}/\rho_{п.ср}. \qquad (13.11)$$

После уточнения расходов и давлений пара по участкам уточняются значения R и v.

Местные сопротивления в паровых системах принято учитывать эквивалентными длинами, м,

$$l_{экв} = (\Sigma\xi d_в)/\lambda, \qquad (13.12)$$

где $d_в$ — внутренний диаметр трубы, м; λ — коэффициент трения.

Значение $d_в/\lambda$ при $\kappa = 0{,}2$ мм приводится в справочной литературе [38] (κ — абсолютная шероховатость труб).

13.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ

В системах парового отопления низкого давления диаметры сухих и мокрых конденсатопроводов подбираются без расчета по таблицам в зависимости от количества теплоты, положения и длины конденсатопровода [1, 38].

Расчет напорных конденсатопроводов производится по количеству конденсата $G_к$, кг/ч, в каждом участке, которое определяется по формуле

$$G_к = 1{,}25 G_{нач}, \tag{13.13}$$

где $G_{нач}$ — количество пара в начале участка, кг/ч; 1,25—коэффициент, учитывающий увеличение количества конденсата при прогреве системы,

$$G_{нач} = \frac{3{,}6(Q_{нач} - Q_{пот})}{r}, \tag{13.14}$$

где $Q_{нач}$ — количество теплоты, которая поступает к нагревательным приборам (в конце паропровода), Вт; $Q_{пот}$ — тепловые потери в участке паропровода, Вт; r — теплота фазового перехода при среднем давлении пара на участке, кДж/кг.

Расчет осуществляется с помощью таблиц, составляемых при абсолютной шероховатости $\kappa = 1{,}0$ мм. Скорость движения конденсата принимается 1—1,5 м/с.

Общая потеря давления в конденсатопроводе определяется по (11.18).

Давление в начале конденсатопровода, Па,

$$p_{нач} = \Delta p_к + p_{кон} \pm \rho_ж g \Delta h, \tag{13.15}$$

где $\Delta p_к$ — потери давления в конденсатопроводе, Па; $p_{кон}$ — давление в конце конденсатопровода (в конденсатном баке, бачке-сепараторе), Па; Δh — разность отметок в конденсатопроводе, м; $\rho_ж$ — плотность конденсата, кг/м^3.

При расчете двухфазных конденсатопроводов потеря давления и диаметр труб определяются так же, как и для напорных однофазных конденсатопроводов, с поправкой диаметра по формуле

$$d_д = \mu d, \tag{13.16}$$

где $d_д$ — диаметр двухфазного конденсатопровода; d — диаметр напорного однофазного конденсатопровода; μ — поправочный коэффициент,

$$\mu = 0{,}9^{5{,}25} \sqrt{1000\,\rho_{см}}, \tag{13.17}$$

где $\rho_{см}$ — плотность пароконденсатной смеси, кг/м^3.

Невязка потерь давления в узлах при расчете конденсатопроводов допускается до 15 %.

Пример 13.1. Рассчитать паропровод системы отопления (рис. 13.3). Начальное давление пара $p_1 = 0{,}2$ МПа, давление перед клапаном прибора $p_2 = 0{,}16$ МПа. Тепловая мощность приборов по 100 кВт.

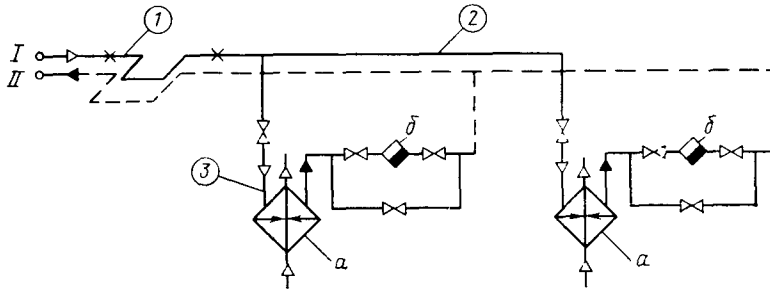


Рис. 13.3. Расчетная схема паровой системы отопления:
I — пар от ТЭЦ; *II* — конденсат на ТЭЦ; *а* — теплообменники; *б* — конденсатоотводчики

Р е ш е н и е. Предварительные данные: среднее давление пара в паропроводе $p_{ср}=(p_1+p_2)/2=(0,20+0,16)/2=0,18$ МПа, при $p_{ср}$ по таблицам насыщенного водяного пара находим теплоту фазового перехода $r_{ср}=2211,4$ кДж/кг и плотность пара $\rho_{ср}=1,023$ кг/м³.

Участок *2*, необходимое количество пара для прибора:

$$G_{к-нр2}=\frac{3600Q_{пр}}{r_{ср}}=\frac{3600\cdot 100}{2211,1}=162,8 \text{ кг/ч}.$$

Среднее условное удельное падение давления в ветви

$$R_{ср2}=\frac{0,9(p_1-p_2)}{\Sigma l}10^6\cdot 0,8\rho_{ср}=$$

$$=\frac{0,9(0,20-0,16)10^6\cdot 0,8\cdot 1,023}{35}=841,6 \text{ Па/м}.$$

По [38, табл. 46.6] находим: $d_{у2}=40$ мм; $R_{усл2}=465$ Па/м; $v_{усл2}=34,1$ м/с.

Потери теплоты паропроводом участка *2* находим по формуле (паропровод не изолирован): $Q_{пот2}=5,8d_{н2}l_2=5,8\cdot 48\cdot 25=6960$ Вт.

Количество теплоты на участке

$$Q_{уч2}=100+0,5Q_{пот2}=100+3,48=103,48 \text{ кВт}.$$

Расход пара на участке *2*

$$G_{уч}{}^2=\frac{3600\cdot 103,48}{2211,4}=168,5 \text{ кг/ч}.$$

Местные сопротивления на участке *2* [38]: поворот, $\zeta=0,5$; тройник на проход при $G_{прох}/G_{сум}=0,5$, $\zeta=2,2$; $\Sigma\zeta_{2}=2,7$.

По [38, табл. 46.7] находим для $d_у=40$ мм и $\Sigma\zeta=2,7$ $l_{экв2}=3,51$ м.

Приведенная длина участка *2* $l_{прив2}=20+3,51=23,51$, тогда удельная потеря давления на трение при $\rho_{ср}=1,023$ кг/м³ $R_2=R_{усл2}/\rho_{ср2}=465/1,023=454,5$ Па/м.

Потеря давления на участке *2*

$$\Delta p_2=R_2l_{прив2}=454,5\cdot 23,51=10685,3 \text{ Па}.$$

Давление в начале участка

$$p_{нач2}=p_2+\Delta p_2=0,16+0,0107=0,1707 \text{ МПа}.$$

Уточняем решение: среднее давление на участке 2: $p'_{ср2}=(0{,}16-0{,}1707)/2=$ $=0{,}1653$ МПа, при этом $r_{ср2}=2218{,}3$ кДж/кг; $\rho_{ср2}=0{,}942$ кг/м³; $G_{уч2}=$

$$=\frac{3600\cdot 103{,}48}{2218{,}3}=1679 \text{ кг/ч}.$$

Для принятого диаметра $d_{уч}=40$ мм находим: $R_{ус.2}=467{,}9$ Па/м, $v_{усл}=$ $=36{,}1$ м/с.

Действительные значения: $R_2=467{,}9/0{,}942=494{,}1$ Па/м; $v_2=36{,}1/0{,}942=$ $=38{,}1$ м/с; $\Delta p_2=494{,}1\cdot 23{,}51=11611{,}4$ Па.

Давление в начале участка: $p_{кон2}=0{,}160+0{,}01161=0{,}17161$ МПа; $p_{ср2}=$ $=(0{,}160+0{,}17161)/2=0{,}1658$ МПа; $p_{ср2}$ мало отличается от $p'_{ср2}$ и пересчета можно не делать.

Участок *1*: $p_{ср1}=(p_{нач2}+p_1)/2=(0{,}17161+0{,}2)/2=0{,}1858$ МПа, при этом давлении $r_{ср2}=2208{,}6$ кДж/кг; $\rho_{ср2}=1{,}056$ кг/м³.

В конце участка *1* необходимо иметь количество теплоты, нужное для двух приборов (*1* и *2*) с учетом теплопотерь в трубопроводах.

Потеря теплоты на участке 2: $Q_{по.2}=6{,}96$ кВт; потеря теплоты на участке *3*: $Q_{по.3}=5{,}8d_{из}l_3$.

Принимаем диаметр участка *3* $d_{у3}=40$ мм, $d_{из}=48$ мм, длину участка *3* — 5 м, тогда $Q_{по.3}=5{,}8\cdot 48\cdot 5=1392$ Вт; $Q_{кон1}=100+6{,}96+100\cdot 1{,}39=208{,}35$ кВт; по (13.9) определим $R_{ср1}=\dfrac{0{,}9(0{,}2+0{,}17161)}{15}0{,}8\cdot 1{,}056=910{,}2$ Па/м.

Принимаем $d_{у1}=50$ мм, тогда $Q_{по.1}=5{,}8\cdot 60\cdot 15=4720$ Вт; $Q_{уч1}=208{,}35+0{,}5\times$ $\times 4{,}72=210{,}71$ кВт; $G_{уч1}=210{,}71\cdot 3600/2208{,}6=343{,}5$ кг/ч; $R_{усл1}=501$ Па/м; $v_{усл1}=43$ м/с. $R_1=501/1{,}056=474{,}4$ Па/м; $v_1=43/1{,}056=40{,}9$ м/с.

Местные сопротивления: компенсатор, $l_{экв}=3{,}8$ м; $l_{прив1}=15+3{,}8=18{,}8$ м; $\Delta p_1=474{,}4\cdot 18{,}8=8937{,}5$ Па.

Давление в начале участка *1*: $p_{нач1}=p_{нач2}+\Delta p_1=0{,}17161+0{,}00894=$ $=0{,}1805$ МПа; запас давления $\dfrac{0{,}2-0{,}1805}{0{,}2}\cdot 100\,\%=9{,}7\,\%$, что соответствует требованиям СНиП II-33-75*.

Глава четырнадцатая

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СКВ И СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

14.1. ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ОТОПЛЕНИЯ

К теплоэнергетическим показателям СКВ относятся годовые расходы теплоты, холода, электроэнергии и воды. Теплота в системе кондиционирования расходуется на первый и второй подогревы воздуха. Годовой расход теплоты на воздухонагреватель первого подогрева $Q_{г1}$, ГДж/год, определяется по формуле

$$Q_{г1}=0{,}5(h_2-h_1)\Delta Z_1 G\cdot 10^{-6}, \qquad (14.1)$$

где h_1, h_2 — энтальпии воздуха до и после воздухонагревателя в расчетном режиме для холодного периода года, кДж/кг; ΔZ_1 —

продолжительность работы воздухонагревателя за отопительный период, ч; G — массовый расход наружного воздуха, кг/ч.

Годовой расход теплоты на воздухонагреватель второго подогрева $Q_{г2}$, ГДж/год, определяется по среднему перепаду энтальпий нагреваемого воздуха

$$Q_{г2} = (h_п - h_2)\,\Delta Z_2 G \cdot 10^{-6}, \qquad (14.2)$$

где $h_п$ — энтальпия приточного воздуха, кДж/кг; h_2 — энтальпия воздуха до воздухонагревателя, кДж/кг; ΔZ_2 — продолжительность работы воздухонагревателя второго подогрева, ч.

Ориентировочно можно принимать $h_п - h_2 = 6{,}3 \div 8{,}4$ кДж/кг.

Годовой расход холода при политропном режиме охлаждения воздуха в оросительной камере $Q_{гх}$, ГДж/год, определяется по формуле

$$Q_{г.х} = (h_н - h_2)\,(0{,}5\Delta Z_1 + \Delta Z_2)\,G \cdot 10^{-6}, \qquad (14.3)$$

где $h_н$, h_2 — энтальпия воздуха до и после оросительной камеры в расчетном режиме для теплого периода года, кДж/кг; ΔZ_1 — продолжительность работы оросительной камеры за период изменения энтальпий воздуха от расчетной до h_2, ч; ΔZ_2 — то же при энтальпии наружного воздуха больше расчетной, ч.

При использовании в СКВ теплообменника-утилизатора годовой расход теплоты $Q'_{г.т}$, ГДж/год, и холода $Q'_{г.х}$, ГДж/год, определяется по формулам:

$$Q'_{г.т} = Q_{г1} + Q_{г2} - Q_{т.у}; \qquad (14.4)$$

$$Q'_{г.х} = Q_{г.х} - Q'_{т.у}, \qquad (14.5)$$

где $Q_{т.у}$, $Q'_{т.у}$ — годовая экономия теплоты и холода в системе при использовании утилизационных устройств, ГДж/год.

Значения $Q_{т.у}$ и $Q'_{т.у}$ находятся для различных режимов работы системы кондиционирования воздуха в течение холодного и теплого периодов года. Годовая тепло- или хладопроизводительность утилизационного устройства $Q_{т.у}$, ГДж/год, определяется по формуле

$$Q_{т.у} = \sum_{i=1}^{n} (h_{у2i} - h_{у1i})\,\Delta Z_i G_i \cdot 10^{-6}, \qquad (14.6)$$

где $h_{у2i}$, $h_{у1i}$ — средние значения энтальпии наружного воздуха до и после теплообменника-утилизатора для i-го режима работы системы утилизации, кДж/кг; ΔZ_i — продолжительность i-го режима работы системы утилизации в течение теплого и холодного периодов года, ч.

Электроэнергия в системе кондиционирования воздуха расходуется при работе вентиляторных и насосных установок.

Годовой расход электроэнергии $Э_в$, МВт·ч, при работе вентиляторной установки определяется по формуле

$$Э_в = \kappa_в \frac{L_н \Delta p_н + L_у \Delta p_у}{3600 \eta_в} \Delta Z_в \cdot 10^{-6}, \qquad (14.7)$$

где $L_н$, $L_у$ — объемная воздухопроизводительность СКВ по наружному и удаляемому воздуху, м³/ч; $\Delta p_н$, $\Delta p_у$ — потери давления в воздуховодах и элементах СКВ по наружному и удаляемому воздуху, Па; $\eta_в$ — КПД вентиляторной установки ($\eta_в = 0{,}7 \div 0{,}8$); $\Delta Z_в$ — продолжительность работы вентиляторной установки в течение года, ч; $\kappa_в$ — коэффициент запаса, равный 1,1—1,3.

Годовой расход электроэнергии $Э_н$, МВт·ч, при работе насосной установки определяется по формуле

$$Э_н = \kappa_н \frac{W_a p_a \Delta Z_a + W_п p_п \Delta Z_п}{3600 \rho_ж \eta_н} \cdot 10^{-3}, \qquad (14.8)$$

где W_a, $W_п$ — массовый расход воды в оросительной камере при изоэнтальпийном и политропном режимах работы, кг/ч; p_a, $p_п$ — давление насоса оросительной камеры при изоэнтальпийном и политропном режимах работы, кПа; $\rho_ж$ — плотность воды, кг/м³; $\eta_н$ — КПД насосной установки ($\eta_н = 0{,}5 \div 0{,}6$); ΔZ_a, $\Delta Z_п$ — продолжительность работы камеры орошения в изоэнтальпийном и политропном режимах, ч; $\kappa_н$ — коэффициент запаса, принимаемый 1,2—1,5 в зависимости от мощности двигателя.

Годовой расход электроэнергии $Э_х$, МВт·ч, электродвигателями станции хладоснабжения определяется по формуле

$$Э_х = э_х Q_{г.х} \cdot 10^{-3}, \qquad (14.9)$$

где $э_х$ — удельный расход электроэнергии на выработку холода, кВт·ч/МДж ($э_х = 0{,}06 \div 0{,}08$); $Q_{г.х}$ — годовой расход холода, МДж/год.

Вода в системе кондиционирования расходуется на увлажнение воздуха. Годовой расход воды на испарение в оросительной камере $W_{ор}$, т, определяется по формуле

$$W_{ор} = 0{,}5 [G_х (d_{2х} - d_{1х}) \Delta Z_х + G_т (d_{2т} - d_{1т}) \Delta Z_т] \cdot 10^{-6}, \qquad (14.10)$$

где $G_х$, $G_т$ — массовый расход воздуха через оросительную камеру в холодный и теплый периоды года, кг/ч; $d_{1х}$, $d_{2х}$, $d_{1т}$, $d_{2т}$ — влагосодержания воздуха до и после оросительной камеры в расчетном режиме для холодного и теплого периодов года, г/кг; $\Delta Z_х$, $\Delta Z_т$ — продолжительность работы оросительной камеры в режиме испарения воды в холодный и теплый периоды года, ч.

В системах отопления годовой расход теплоты $Q_{г.о}$, ГДж/год, определяется по формуле

$$Q_{г.о} = 3600 Q_о \frac{t_{в.с} - t_{н.с}}{t_{в.с} - t_н} \Delta Z_{о.п} \cdot 10^{-9}, \qquad (14.11)$$

где Q_0 — расчетная тепловая мощность системы отопления, Вт; $t_{н.ср}$ — средняя температура отопительного периода, °С; $t_{в.ср}$ — преобладающая температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений, °С; $\Delta Z_{о.п}$ — продолжительность отопительного периода, ч/год.

При установке в местной системе водяного отопления насосов следует учитывать расход электроэнергии на привод насосов $Э_{н.о}$, кВт·ч/год, определяемой по формуле

$$Э_{н.о} = \kappa_н \frac{W_0 \Delta p_н \Delta Z_{о.п}}{3600 \cdot 1000 \rho_ж \eta_н} \cdot 10^{-6}, \qquad (14.12)$$

где W_0 — расход теплоносителя в системе отопления, кг/ч; $\Delta p_н$ — потери давления в системе отопления, Па; $\kappa_н$ — коэффициент запаса, равный 1,2—1,5.

В системах воздушного отопления годовой расход электроэнергии на привод вентиляторов в приточных камерах или отопительных и отопительно-вентиляционных агрегатах $Э_{в.о}$, кВт·ч/год, определяется по формуле

$$Э_{в.о} = \kappa_в \frac{L_0 \Delta p_0 \Delta Z_{о.п}}{3600 \cdot 1000 \eta_в}, \qquad (14.13)$$

где L_0 — объемный расход воздуха на отопление, м³/ч; Δp_0 — полные потери давления в системе отопления: в воздуховодах, фильтрах, калориферах, клапанах, приемных устройствах и воздухораспределителях, Па.

14.2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ СИСТЕМ

В задачу технико-экономического расчета входит отыскание оптимальных решений, получаемых на основе сопоставления вариантов проектных решений. В качестве критерия оптимизации принимается обычно минимум приведенных затрат $З$, руб/год,

$$З = E_н K + И = \min, \qquad (14.14)$$

где $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, 1/год; K — капитальные затраты на сооружение систем, руб.; $И$ — эксплуатационные расходы (издержки производства), руб/год.

Оптимальный вариант оценивается также по нормативному сроку окупаемости капиталовложений $Z_н = 1/E_н$. Срок окупаемости, год,

$$Z = (K_1 - K_2) / (И_2 - И_1), \qquad (14.15)$$

где K_1, K_2 — капиталовложения в двух сравниваемых вариантах, руб.; $И_1$, $И_2$ — эксплуатационные расходы в этих вариантах.

Расчетные значения Z должны быть ниже $Z_н$.

Нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, 1/год, принимается в настоящее время $E_н = 0{,}12$ ($Z_н = 8{,}33$ года). Для районов Крайнего Севера и приравненных к ним $E_н = 0{,}08$ ($Z_н = 12{,}5$ года). При использовании новой техники и в сложных системах $E_н = 0{,}15$ ($Z_н = 6{,}67$ года).

Годовой экономический эффект $Э$, руб/год, от применения более совершенных систем или видов оборудования определяется по формуле

$$Э = З - З_{опт}, \qquad (14.16)$$

где $З$, $З_{опт}$ — годовые приведенные затраты по сравниваемому и оптимальному решениям, руб/год.

При проектировании систем необходимо предусматривать меры, ведущие к сокращению приведенных затрат. К основным мерам относятся различные способы энергосбережения: снижение тепловых потерь зданием за счет применения утеплителей или новых материалов; герметизация оборудования и трубопроводов; выбор рабочей разности температур, целесообразной по конструкции и материалам изоляции оборудования и трубопроводов; выбор скоростей движения теплоносителей; автоматизация процессов; применение оборудования с малыми гидравлическим сопротивлениями; использование энергии выбросного воздуха в теплообменниках-утилизаторах (ТУ). Необходимо также выбирать оборудование с высокими технико-экономическими показателями, высокими показателями надежности и долговечности.

14.3. КАПИТАЛЬНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСХОДЫ

Капиталовложения в СКВ и отопления $К$, руб., определяются по формуле

$$К = К_{об} + К_{в} + К_{тр} + К_{а} + К_{зд}, \qquad (14.17)$$

где $К_{об}$ — капиталовложения на оборудование систем, руб.; $К_{в}$, $К_{тр}$ — капиталовложения в воздуховоды и трубопроводы, руб.; $К_{а}$ — капиталовложения в КИП и автоматику, руб.; $К_{зд}$ — капиталовложения в здания для холодильных установок и оборудования систем.

Капиталовложения $К_{об}$ включают стоимость оборудования с накладными расходами на транспортно-заготовительное оборудование, стоимость неучтенного оборудования, а также плановые накопления. Стоимость оборудования систем определяется по прейскурантам.

Таблица 14.1. **Области экономичного применения холодильных установок различных типов в СКВ**

Тип установки	Хладопроизводительность, ГДж/ч
Абсорбционные водоаммиачные	1,1—26,8
Абсорбционные бромистолитиевые	1,1—21,0
Пароводяные эжекторные	1,1—7,8
Турбохолодильные машины	5,3—33,8
Компрессионные:	
поршневые	⩽2,2
винтовые	1,9—6,2
центробежные	4,0—17,0

При определении капиталовложений в холодильную установку ее тип рекомендуется выбирать в соответствии с данными табл. 14.1. При использовании в СКВ теплообменников-утилизаторов их стоимость ориентировочно можно принимать по табл. 14.2.

Капиталовложения в воздуховоды и трубопроводы:

$$K_{в}=\kappa_{в}d_{в}l_{в}+\kappa_{м.в}l_{в}; \qquad (14.18)$$

$$K_{тр}=\kappa_{тр}l_{тр}+\kappa_{м.тр}l_{тр}, \qquad (14.19)$$

где $\kappa_{в}$, $\kappa_{м.в}$ — удельные капиталовложения в воздуховоды и их монтаж, $\kappa_{в}=3{,}5\div3$ руб/м; $\kappa_{м.в}=4\div5$ руб/м, $\kappa_{тр}$, $\kappa_{м.тр}$ — удельные капиталовложения в трубопроводы и их монтаж, $\kappa_{тр}=35\div40$ руб/м,

Таблица 14.2. **Стоимость теплообменников-утилизаторов, отнесенная на 1000 м³ ч производительности по воздуху**

Тип теплообменника	Материал теплообменной поверхности	Коэффициент эффективности	Стоимость, руб.
Регенеративный вращающийся	Алюминий толщиной 0,15 мм	0,5	130
	То же	0,7	150
	Картон толщиной 0,25 мм	0,7	45
Рекуперативный пластинчатый	Алюминий толщиной 0,2 мм	0,5	140
	То же	0,7	180
	Картон толщиной 0,5 мм	0,7	40
Рекуперативный кожухотрубный	Стекло толщиной 4 мм	0,4	100

$\kappa_{м.тр}=2{,}5\div3{,}5$ руб/м; $d_{в}$ — средний диаметр воздуховодов, м; $l_{в}$, $l_{тр}$ — длины воздуховодов и трубопроводов, м.

Капиталовложения в КИП и автоматику в СКВ принимаются в размере 20—25 % затрат на оборудование [24]. Капиталовложения в здание

$$K_{зд}=\kappa_{зд}V\alpha, \qquad (14.20)$$

где $\kappa_{зд}$ — стоимость 1 м³ здания, $\kappa_{зд}=20\div25$ руб/м³ [18]; V — объем здания, занимаемого оборудованием системы, м³; α — коэффициент, учитывающий климатический пояс, $\alpha=1\div2{,}75$.

Эксплуатационные расходы $И$, руб/год, определяются по формуле:

$$И=И_{т}+И_{х}+И_{э}+И_{в}+И_{а}+И_{тр}+И_{з}+И_{пр}, \qquad (14.21)$$

где $И_{т}$, $И_{х}$, $И_{э}$, $И_{в}$ — эксплуатационные расходы на теплоту, холод, электроэнергию и воду, руб/год; $И_{а}$ — расходы на амортизацию, руб/год; $И_{тр}$ — расходы на текущий ремонт, руб/год; $И_{з}$ — расходы на заработную плату, руб/год; $И_{пр}$ — прочие эксплуатационные расходы, руб/год.

Таблица 14.3. **Удельные замыкающие затраты на электроэнергию, руб (МВт·ч), для различных климатических районов СССР [13]**

Климатический район	Число часов использования максимума нагрузки в год						
	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000
Сибирь	28	21	19	18	17	16	15
Центр европейской части СССР	74	49	38	33	30	27	25
Юг европейской части СССР	74	49	38	33	30	27	25
Средняя Азия	46	34	29	27	25	24	23

Эксплуатационные энергетические расходы определяют на основании годовых расходов теплоты, холода, электроэнергии, воды и тарифов [26] при определении себестоимости кондиционируемого воздуха или с использованием удельных замыкающих затрат на указанные виды расходов при сравнении различных вариантов. Удельные замыкающие затраты на теплоту можно принимать: Сибирь — 1,62 руб/ГДж; Центр и Юг европейской части СССР — 3,01 руб/ГДж; Средняя Азия — 1,58 руб/ГДж [26, 13]. Удельные замыкающие затраты на электроэнергию приведены в табл. 14.3.

Неэнергетические затраты $И_а$, $И_{т.р}$, $И_з$, $И_{пр}$ принимают в долях от капиталовложений. Амортизационные отчисления составляют: для центральных кондиционеров 5—6; холодильных машин 8—10; зданий 2,5—3 %.

Амортизационные отчисления в системах отопления принимаются в соответствии с табл. 14.4.

Отчисления на текущий ремонт принимаются в размере: для центральных кондиционеров 2—8 (при числе часов работы в год соответственно 2000—7000); холодильных машин 7—9; зданий 0,7—1 % [24]. В системах отопления расходы на текущий ремонт принимаются следующими: для производственных зданий 20 % величины амортизационных отчислений; для гражданских зданий при водяном панельном отоплении 2 %, при радиаторном 4 %, при центральном воздушном 6 %, при местном воздушном 3 %, при воздушном гравитационном 2,5 % стоимости системы отопления [33].

Таблица 14.4. **Нормы амортизационных отчислений по системам отопления в % стоимости системы [33]**

Система отопления	На капитальный ремонт	На полное восстановление	Всего
Водяная панельная	1,5	5	6,5
Водяная радиаторная и конвекторная	2,0	5	7,0
Воздушная центральная вентиляторная	2,1	10	12,1
Воздушная местная вентиляторная	1,5	4	5,5
Воздушная гравитационная	1,0	5	6,0

Таблица 14.5. **Нормативы численности эксплуатационного персонала, обслуживающего системы кондиционирования воздуха [23]**

Степень автоматизации	Количество холодильных машин или кондиционеров	Численность обслуживающего персонала						
		Хладопроизводительность холодильной установки, ГДж/ч			Производительность кондиционеров по воздуху, тыс. м³/ч			
		до 6,3	до 12,6	более 12,6	до 150	до 300	до 600	более 600
Полная	1—2	2	3	—	—	—	—	—
	3—4	3	4	—	—	—	—	—
	5—8	3	5	7	—	—	—	—
	9—16	4	6	9	—	—	—	—
Частичная	1—2	5	8	—	0,5	2	—	—
	3—4	6	9	—	1,0	3	4	—
	5—8	8	11	12	1,5	4	5	6
	9—16	10	12	14	2,0	4	5	7

Примечание. Нормативы даны при работе установок 3600 ч в год; при меньшем числе часов работы установок значения умножаются на поправочный коэффициент 0,7, при 7000 ч и более—на 1,5; при хладопроизводительности холодильной установки до 2100 кДж/ч значения умножаются на поправочный коэффициент 0,33, до 4,2 ГДж/ч—на 0,7.

Затраты на заработную плату определяют в зависимости от численности эксплуатационного персонала. Для СКВ (табл. 14.5) при среднегодовой заработной плате они составляют 1400—2000 руб/(чел·год) [22]. Прочие затраты принимают около 30 %, суммы отчислений на амортизацию, ремонт и заработную плату [24].

Удельные показатели. При технико-экономической оценке проектных решений определяются удельные показатели, отнесенные к 1000 м³/ч расчетной производительности систем по воздуху, на 1 ГДж хладопроизводительности или на 1000 Вт мощности системы отопления. В табл. 14.6 приведены укрупненные удельные показатели СКВ.

Таблица 14.6. **Укрупненные удельные показатели системы кондиционирования воздуха [24]**

Показатель	Система	
	Кондиционер	Холодильная установка
Капиталовложения на 1000 м³/ч расчетной производительности по воздуху, руб.	300—500	—
Эксплуатационные расходы на 1000 м³/ч расчетной производительности по воздуху, руб.	150—350	—
Капиталовложения на 1 ГДж расчетной хладопроизводительности, руб.	—	17—25
Эксплуатационные расходы на 1 ГДж годового расхода холода, руб.	—	3,6—6,0

В системах отопления нормы проектирования предусматривают следующие показатели: фактическую теплоотдачу поверхности нагревательных приборов $q_{\text{э}}^{\Phi}$, Вт/экм; удельную массу нагревательных приборов на 1000 Вт мощности системы отопления $P_{\text{нр}}^{\text{уд}}$, кг/1000 Вт; то же труб $P_{\text{тр}}^{\text{уд}}$, кг/1000 Вт. При этих показателях нормативный срок службы исчисляется по физическому износу элементов системы: для радиаторов 40 лет, для труб 30 лет, для насосов и вентиляторов 10 лет. С учетом морального износа срок службы будет снижаться.

14.4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ $R_{\text{о}}^{\text{эк}}$

Конструкции наружных ограждений зданий наряду с архитектурно-строительными требованиями должны отвечать оптимальному решению в отношении приведенных затрат. Приведенные затраты в этом случае учитывают капиталовложения и эксплуатационные расходы по системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, а также капитальные затраты и эксплуатационные расходы на наружные ограждения здания. Применение современных эффективных утеплителей наружных ограждений увеличивает термическое сопротивление ограждения, уменьшает тепловые потери здания и может быть экономически целесообразным.

Решение задачи довольно сложно и трудоемко. СНиП II-33-79* рекомендуют определять приведенные затраты $З$, руб/м^2, ограждения по формуле:

$$З = s_{\text{д}} + \frac{3{,}6 \cdot 10^6 (t_{\text{в.ср}} - t_{\text{о.п}}) \Delta Z_{\text{о.п}} m s_{\text{т}} A_{\text{т}}}{R_{\text{о}} E_{\text{н}}}, \qquad (14.22)$$

где $s_{\text{д}}$ — единовременные затраты (себестоимость строительно-монтажных работ), руб/м^2, определяемые по нормативным данным; m — коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты на инфильтрацию; $s_{\text{т}}$ — стоимость теплоты, руб/ГДж; $A_{\text{т}}$ — коэффициент, учитывающий изменение стоимости теплоты на перспективу и равный 1,2 для промышленных зданий с нормальным режимом, 1,0 для промышленных зданий с выделением агрессивных веществ, 1,3 для жилых и общественных зданий; $E_{\text{н}} = 0{,}08$; значения $t_{\text{в.ср}}$, $t_{\text{о.п}}$, $\Delta Z_{\text{о.п}}$, $R_{\text{о}}$ — см. (14.11).

Значение $R_{\text{о}}^{\text{эк}}$ выбирается по минимуму приведенных затрат при различных конструкциях ограждений (при различных $R_{\text{о}}$).

Глава пятнадцатая

ОСНОВЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СКВ И СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

15.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ (САПР)

Усложнение систем кондиционирования воздуха, вентиляции и отопления, а также увеличение их объемов и необходимость оптимизации проектных решений при одновременном повышении требований к качеству и надежности систем требует нового подхода и форм работы инженера-проектировщика. Одной из таких форм является проектирование с помощью автоматизированных систем.

Переход от традиционных методов проектирования к автоматизации — это не только использование возможностей вычислительной техники для ускорения выполнения расчетных работ, но и переход к новой технологии проектирования, основанной на разработке математических моделей проектируемых систем, программного и информационного обеспечения, а также эффективной организации диалога между человеком и машиной.

В целом система автоматизированного проектирования состоит из различных систем (рис. 15.1). Система моделирования служит для создания модели системы, которая складывается из стандартных подпрограмм типовых элементов системы (калориферов, оросительных камер, камер смешения и т. д.). Ее условно можно разбить на подсистемы, выполняющие вариантные, технико-экономические и оптимизационные расчеты.

Конструкторская система выполняет задачу конструирования и производит конструктивный, механический и гидравлический расчеты. Исходными данными для этой системы служит теплотехнический расчет, выполненный предыдущей системой. Система машинной графики выдает чертежи системы и освобождает проектировщика от трудоемкой чертежной работы.

Пояснительную записку к проекту оформляет система документирования. Информационно-справочная система служит для заполнения ее различными справочными данными, необходимыми для

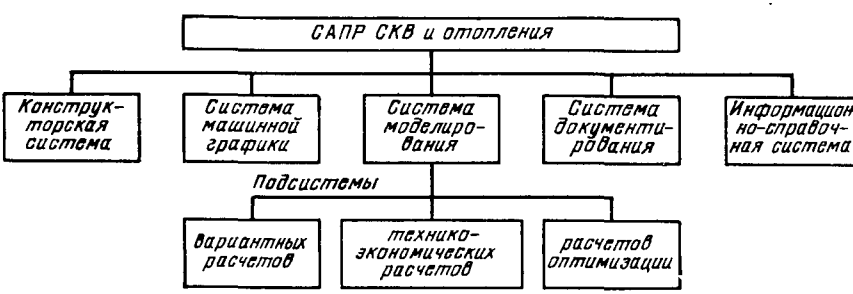


Рис. 15.1. Структура САПР СКВ и отопления

проектирования систем, и выдает эти материалы при обращении к ней других систем.

Любая система автоматизированного проектирования состоит из подсистем, которые разделяются на два вида: проектирующие и обслуживающие. К проектирующим относят подсистемы, выполняющие проектные процедуры. К обслуживающим — подсистемы, предназначенные для поддержания работоспособности проектирующих подсистем. В зависимости от отношения к объекту проектирования среди проектирующих подсистем различают объектно-ориентированные и объектно-независимые (инвариантные).

Система автоматизированного проектирования СКВ и отопления включает следующие виды обеспечений: организационное; математическое; техническое; программное; информационное; методическое; лингвистическое.

Организационное обеспечение состоит из регламентирующих и нормативных документов. Регламентирующие документы предназначены для установления распорядка и правил использования разработанных компонентов САПР.

Математическое обеспечение включает в себя математические методы, математические модели, алгоритмы. Современные алгоритмы расчета СКВ и систем отопления должны быть построены на строгих математических методах решения общей системы уравнений, описывающих проектируемый объект. Исходные системы уравнений, моделирующие СКВ и отопления, характеризуются высокой степенью, нелинейностью, и их решение возможно численными методами на быстродействующих ЭВМ. Процесс проектирования СКВ и отопления на ЭВМ можно представить в виде структурной схемы (рис. 15.2) [14].

Техническое обеспечение представляет собой совокупность стандартных средств вычислительной техники. Наиболее успешно в качестве технических средств при проектировании используются

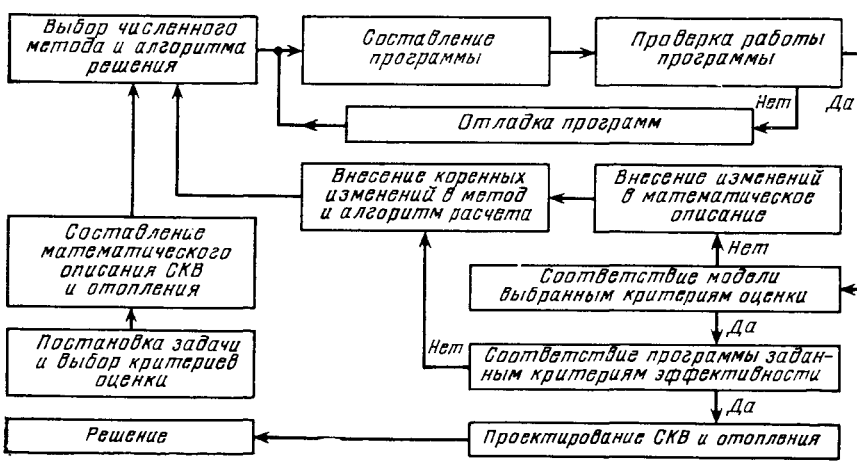


Рис. 15.2. Структурная схема проектирования СКВ и отопления с помощью ЭВМ

ЭВМ единой серии — ЕС ЭВМ. Любая из ЕС ЭВМ представляет собой комплекс технических средств, в состав которого входит собственно ЭВМ и набор периферийного оборудования, что все вместе образует вычислительный комплекс САПР.

Программное обеспечение состоит из документов с текстами программ и программ на машинных носителях.

Информационное обеспечение содержит документы с описанием стандартных проектных процедур, типовых проектных решений, типовых элементов, комплектующих изделий, материалов и других данных. Методическое обеспечение включает документы, в которых отражены состав, правила отбора и эксплуатации средств автоматизации проектирования. Лингвистическое обеспечение содержит языки программирования, терминологию.

При разработке САПР и каждой подсистемы должны быть реализованы системное единство, развитие, совместимость, стандартизация. Принцип системного единства должен обеспечивать целостность системы так, чтобы при создании, функционировании и развитии САПР связи между подсистемами или модулями сохранились. Развитие САПР должно учитывать пополнение, совершенствование и обновление подсистем, модулей и компонентов.

Совместимость системы состоит в том, что языки, символы, коды, информационные и технические характеристики структурных связей между подсистемами, средствами обеспечения и компонентами САПР должны обеспечивать совместное функционирование подсистем и сохранять открытую структуру системы в целом.

Принцип стандартизации заключается в проведении унификации и установления правил с целью упорядочения деятельности в области создания и развития САПР.

15.2. СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ РАСЧЕТА СКВ И СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ НА ЭВМ

В качестве примеров проектирования СКВ и отопления с использованием ЭВМ рассмотрим некоторые модули.

Определение тепловых потерь. Определение тепловых потерь является важнейшим этапом расчета теплового режима зданий и определяющей величиной при расчете и конструировании СКВ и систем отопления. При большом числе помещений и ограждений работа по определению теплопотерь связана со значительным числом вычислительных операций. Для облегчения решения и сокращения времени расчета целесообразно использовать ЭВМ. При расчете на ЭВМ по отработанной программе исключается также возможность ошибок. В объеме данного учебника ограничимся рассмотрением лишь порядка расчета, представленного структурной схемой рис. 15.3.

Исходными данными при расчете теплопотерь являются: размеры помещений; расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха; коэффициенты термических сопротивлений $R_{..}$; коэффициенты n, учитывающие положение поверхности по отношению к наружному воздуху; коэффициенты $A_{\text{о}}$ и $A_{\text{к}}$; сопротивления воздухопроницанию.

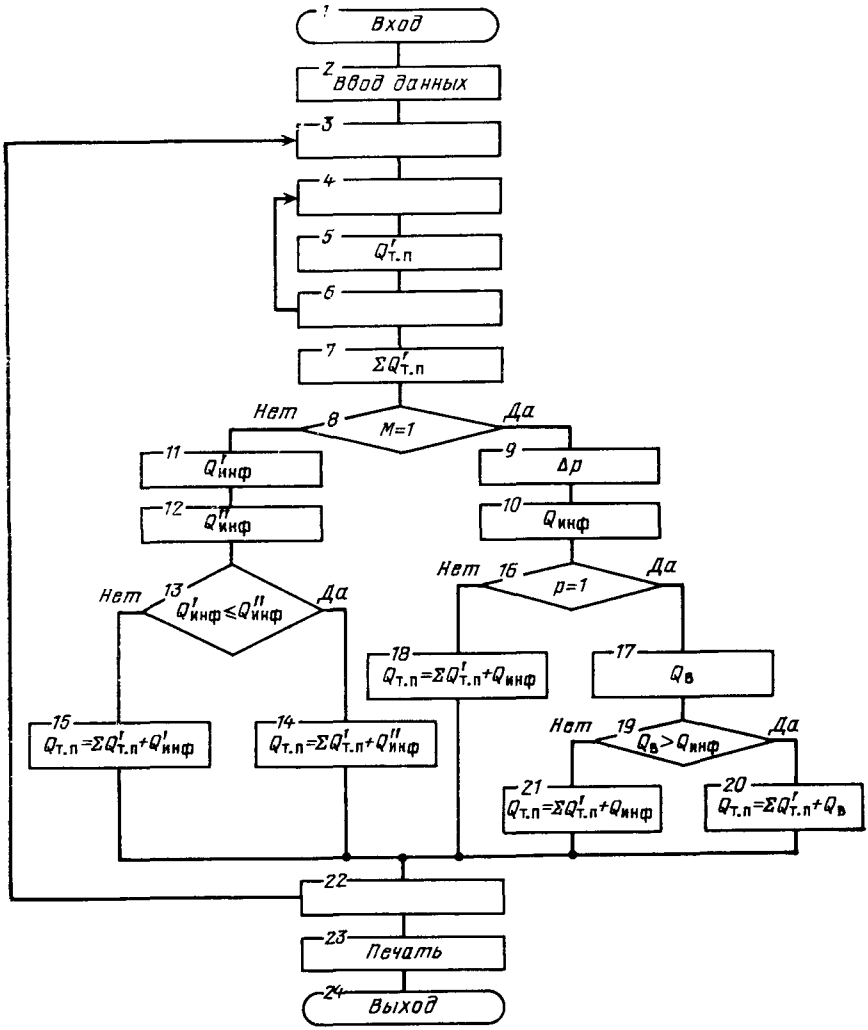


Рис. 15.3. Принципиальная структурная схема расчета теплопотерь на ЭВМ

Блоки на рис. 15.3 обозначают следующее. Блоки *3* и *4* — блоки организации циклов по числу помещений и по числу ограждений в каждом помещении. Блок *5* — блок определения теплопотерь ограждением $Q'_{т.п}$ по (3.1)—(3.6) с учетом добавочных потерь. Блок *6* — счетчик циклов по числу ограждений в данном помещении; если все ограждения рассчитаны, то производится суммирование всех теплопотерь для данного помещения (блок *7*), если нет, то считаются следующие ограждения (возврат к блоку *4*). Блок *8* — блок определения: рассчитываются ли потери от инфильтрации по (3.7)—(3.10); если да, то производится расчет разности давлений Δp снаружи и внутри помещения по (3.10) (блок *9*) и потери теплоты на инфильтрацию $Q_{инф}$ (блок *10*); если нет,

то расчет теплопотерь от инфильтрации рассчитывается по другим формулам.

Блок *11* — блок определения теплопотерь от инфильтрации вследствие дебаланса притока и вытяжки $Q'_{инф}$ по (3.12). Блок *12* — блок определения теплопотерь от инфильтрации (СНиП 11-33—75*) по формуле: $Q^*_{инф}=0{,}3Q_{о.п}$. Блок *13* — блок сравнения: если $Q'_{инф}>Q''_{инф}$, то общие теплопотери определяются по формуле: $Q_{т.п}=\Sigma Q'_{т.п}+Q'_{инф}$ (блок *14*); если $Q'_{инф}<Q''_{инф}$, то $Q_{т.п}=\Sigma Q'_{т.п}+Q''_{инф}$ (блок *15*). Блок *16* — блок определения: является ли здание жилым; если да, то определяются потери от проветривания $Q_в$ по (3.13) (блок *17*); если нет, то определяются теплопотери по формуле: $Q_{т.п}=\Sigma Q'_{т.п}+Q_{инф}$ (блок *18*). Блок *19* — блок сравнения: если $Q_в>Q_{инф}$, то определяются теплопотери жилого здания по формуле: $Q_{т.п}=\Sigma Q'_{т.п}+Q_в$ (блок *20*), если $Q_в<Q_{инф}$, то теплопотери жилого здания определяются по формуле: $Q_{т.п}=\Sigma Q_{т.п}+Q_{инф}$ (блок *21*). Блок *22* — счетчик циклов по числу помещений: если все помещения рассчитаны, то необходимые величины выводятся на печать (блок *23*); если нет, то рассчитываются следующие помещения (возврат к блоку *3*).

Структурная схема проектирования СКВ. Проектирование СКВ с помощью ЭВМ позволяет решить многовариантную задачу и выбрать оптимальную систему кондиционирования воздуха. В качестве критерия оптимизации обычно принимаются приведенные затраты. В зависимости от постановки задачи могут приниматься и другие критерии оптимизации, такие как минимальная площадь, занятая кондиционерами, достижение наивысшей производительности и др.

При использовании ЭВМ можно практически рассмотреть как влияют на результаты расчетов следующие конструктивные особенности и принципиальные схемы СКВ. Способы охлаждения и источники охлаждения (компрессионная или адсорбционная холодильная машина, теплонасосный цикл и т. д.); принципы централизации обработки воздуха; способы подачи теплохладоносителя; эффективность работы и тип смесительных воздуховыпускных устройств; схемы обработки воздуха и системы воздухоохладителя; источники утилизируемой теплоты, а также вид теплообменника-утилизатора или теплового насоса; виды аккумуляторов холода; эффективность очистки воздуха; способы и принципы регулирования.

На рис. 15.4 приведена укрупненная структурная схема алгоритма комплекса программ по расчету и оптимизации центральной СКВ. Исходными данными при расчете являются тепловыделения и теплопотери в производственных помещениях, температура воздуха внутри помещения, а также температура наружного воздуха в теплый и холодный периоды года.

Блоки на рис. 15.4 обозначают следующее.

Блок *3* — определение схемы обработки воздуха в центральном кондиционере. Здесь производится расчет схемы: прямоточной; с первой рециркуляцией; с первой и второй рециркуляциями; с первой рециркуляцией и байпасом камеры орошения. Блок *4* — расчет схемы хладоснабжения. Рассматриваются варианты с емким аккумулятором холода и с минимальной аккумулирующей емкостью. Блок *5* — образование цикла по перебору значений расчетных параметров вну-

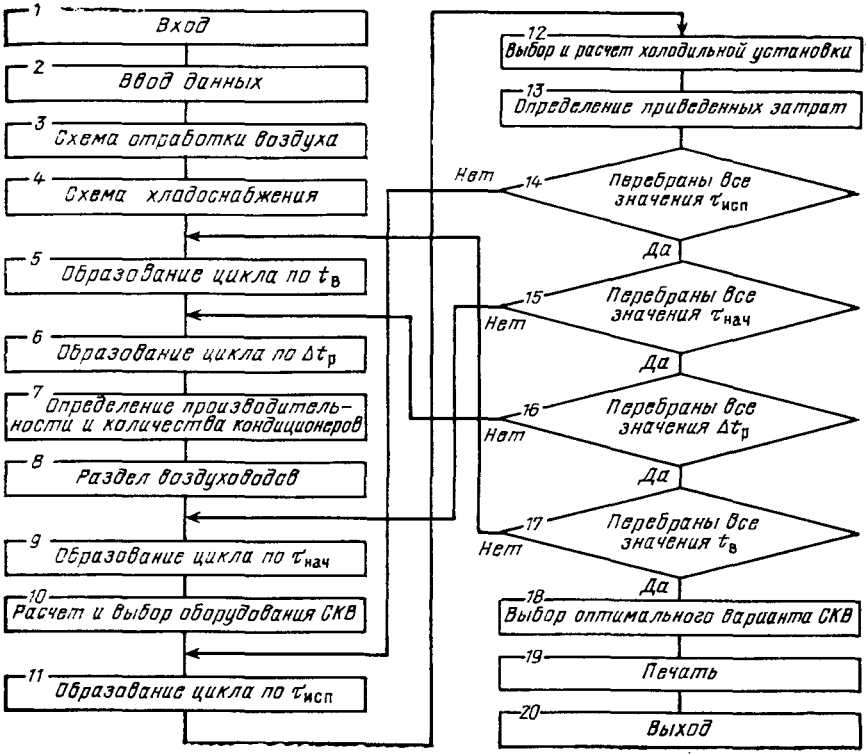


Рис. 13.4. Структурная схема проектирования СКВ

треннего воздуха. Блок *6* — образование цикла по перебору значений рабочей разности температур. Блок *7* – определение производительности и количества устанавливаемых кондиционеров. Блок *8* — алгоритм расчета и программа воздуховодов. Блок *9* — образование цикла по перебору значений температуры воды, разбрызгиваемой в оросительной камере кондиционера.

Блок *10* – алгоритм расчета и выбора оборудования СКВ. Блок *11* — образование цикла по перебору значений температуры испарения хладагента.

Блок *12* — выбор и расчет холодильной установки (определение хладопроизводительности, количества холодильных машин, испарителей и конденсаторов). Блок *13* — определение годовых приведенных затрат по (14.14). Блок *14* — счетчик циклов по температуре испарения. Если все температуры перебраны, то расчет переносится далее в блок *15*, если нет, то производится возврат к блоку *11*. Блоки *15—17* — счетчики циклов значений температуры воды, разбрызгиваемой в оросительной камере, значений рабочей разности температур, расчетных параметров внутреннего воздуха. Если все указанные параметры перебраны, то расчет продолжается (к блоку *18*), если нет, то производится возврат соответственно к блокам *9*, *6*, *5*.

Гидравлический расчет систем центрального отопления на ЭВМ. Применение ЭВМ для гидравлического расчета систем отопления позволяет сократить время проектирования, довести невязку дав-

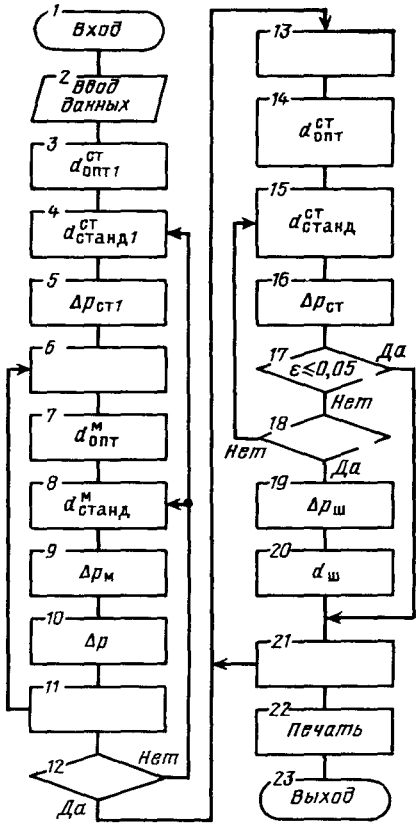


Рис 15.5. Укрупненная структурная схема расчета однотрубной системы отопления

лений в узлах до 5 %, избежать ошибок, возможных при расчете большого числа участков.

При гидравлическом расчете должны соблюдаться условия оптимизации, т. е. такие условия, при которых выбранные диаметры труб обеспечивают минимум приведенных затрат при заданных расходах теплоты и заданном общем перепаде давлений (например, после элеватора).

В настоящее время имеются разработанные программы расчета для различных ЭВМ. В основе этих программ лежат следующие положения: с учетом исходных данных определяются диаметры участков магистралей и стояков; производится увязка давлений в стояках и ветвях системы путем изменения диаметров участков или установки дроссельных шайб в отдельных участках; производится повторный расчет для уточнения расходов теплоносителя и перепадов температур.

В [20] приводится методика определения оптимальных диаметров магистралей и стояков по минимуму приведенных затрат, определяемых по общей формуле [14.14].

В результате получены значения оптимальных диаметров, м: для стояков

$$d^{ст}_{опт} = 0{,}036 W^{0{,}5}_{ст}; \qquad (15.1)$$

для магистралей

$$d^{м}_{опт} = 0{,}037 W^{0{,}49}_{м}, \qquad (15.2)$$

где $W_{ст}$ и $W_{м}$ — расходы воды в участках стояков и магистралей, т/ч.

Полученные формулы (15.1), (15.2) значительно упрощают решение задачи. После определения $d_{опт}$ необходимо принять стандартные значения диаметров $d_{станд}$ и произвести увязку в узлах. В том случае, если общие гидравлические потери не превышают заданного располагаемого перепада давления, задача считается решенной. В противном случае необходимо изменить диаметры

труб и снова провести расчет системы. При невозможности увязки давлений в узлах за счет изменения диаметров в участках с малыми сопротивлениями устанавливаются дроссельные шайбы.

На рис. 15.5 приведена укрупненная структурная схема расчета однотрубной системы отопления (см. рис. 11.11) на ЭВМ, дающая представление о порядке решения задач такого типа.

Исходными данными при расчете являются тепловые нагрузки, длины и коэффициенты местных сопротивлений участков, расчетный перепад температур $\delta\tau=\tau_{01}-\tau_{02}$; могут быть заданы также располагаемые давления. Исходные данные записываются в специальные бланки.

Блоки на рис. 15.5 обозначают следующее. Блок *3* — определение оптимального значения диаметра первого стояка по (15.1). Блок *4* — выбор ближайшего большего стандартного диаметра первого стояка. Блок *5* — определение потерь давления в первом стояке по одному из методов, приведенных выше. Блок *6* — организация цикла по числу участков магистрали. Блок *7—9* — определение оптимального и стандартного диаметров участков магистралей и потерь давления в участках магистралей. Блок *10* — определение суммарных потерь давления в первом стояке и в участках магистралей, $\Delta p=\Delta p_{ст_1}+\Sigma\Delta p_м$. Блок *11* — счетчик циклов по числу участков магистралей; если все участки рассчитаны, то расчет продолжается (переход на блок *12*), если не все, то считаются следующие участки (возврат на блок *6*). Блок *12* — блок сравнения; если суммарные потери давления в первом стояке и на участках магистрали $\Delta p_{ст1}+\Sigma\Delta p_м$ близки к значению 0.9 располагаемого давления $\Delta p_р$, то расчет продолжается, если нет, то изменяются (по заданной схеме) диаметры участков первого стояка и магистралей (возврат на блоки *4* и *8*).

Блок *13* — организация цикла по числу стояков (кроме первого). Блоки *14—16* — определение оптимального диаметра стояков, выбор ближайшего большего стандартного диаметра и определение потерь давления в стояке. Блок *17* — блок сравнения — проверяются давления в узле присоединения стояка: если невязка давлений ε не более 5 %, то расчет стояка заканчивается, если $\varepsilon>5$ %, то изменяются (увеличиваются или уменьшаются в зависимости от знака ε) диаметры участков стояка (по принятой схеме) или в участки вводится дроссельная шайба (переход на блок *18*). Блок *18* — блок определения — является ли диаметр минимальным ($d_{с\text{-}анд}=d_{мин}$); если нет, то принимается больший или меньший диаметр, если да, то определяется разность давлений в узле и в стояке $\Delta p_ш$ и для полученного значения $\Delta p_ш$ и диаметра участка определяется диаметр отверстия шайбы $d_ш$ (блоки *19* и *20*). Блок *21* — блок определения — все ли стояки рассчитаны; если да, то необходимые данные выводятся на печать (блок *22*) и производится останов (блок *23*), если нет, то рассчитываются следующие стояки (возврат на блок *13*).

Часть третья

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Глава шестнадцатая

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

16.1. ОРГАНИЗАЦИЯ И ЗАДАЧИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СКВ И СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Бесперебойная и эффективная работа систем кондиционирования воздуха и отопления на промышленных предприятиях в значительной степени зависит от соблюдения Правил технической эксплуатации. Обязательными для всех министерств и ведомств являются Правила технической эксплуатации, утвержденные Госэнергонадзором [25]. На основе этих Правил на предприятиях, имеющих особые условия производства, разрабатываются местные эксплуатационные инструкции, утверждаемые руководством предприятия или вышестоящей организацией и согласованные с профсоюзными комитетами или ЦК профсоюзов.

Правила технической эксплуатации определяют: задачи и ответственность персонала предприятия; подготовку и порядок проверки знаний персонала; обязанности дежурного персонала; характер технико-экономических показателей и технической отчетности; порядок, организацию и контроль проведения ремонтов; состав и объем технической документации; условия пуска установок в эксплуатацию. Кроме общих установлений, Правила определяют условия и порядок эксплуатации и ремонтов установок и систем отопления и вентиляции, тепловых сетей, тепловых пунктов и водоподогревательных установок, систем сбора и возврата конденсата, систем отопления, агрегатов воздушного отопления и вентиляции.

Ответственным за общее состояние систем и установок кондиционирования воздуха, отопления и вентиляции является главный энергетик (механик) предприятия. Кроме главного энергетика (механика), приказом по предприятию назначаются лица, ответственные за техническое состояние и безопасную эксплуатацию систем и установок. Ответственные лица обязаны обеспечить: надежную, экономичную и безопасную работу установок; разработку научно обоснованных норм расхода энергии и мероприятий по ее экономии с учетом использования низкопотенциальной теплоты; внедрение новой техники и повышение производительности труда; организацию ремонтов оборудования и трубопроводов систем; организацию обучения персонала; ведение отчетности; выполнение

договорных обязательств с энергосистемами или ведомственными ТЭЦ и котельными; выполнение предписаний Госэнергонадзора; своевременное расследование аварий и браков в работе.

Техническое руководство эксплуатацией вентиляционных систем (воздушного отопления, вентиляции и СКВ) осуществляет служба эксплуатации. В отделах главного энергетика (механика) или создаются бюро по вентиляции, или выделяются ответственные специалисты в зависимости от размеров вентиляционного хозяйства. Ответственными лицами за эксплуатацию СКВ и вентиляции в цехах являются начальники цехов, а в сменах — начальники смен. На службу эксплуатации возлагается: разработка рабочих инструкций по эксплуатации устройств СКВ и вентиляции для каждого обособленного производственного помещения с учетом местных условий, специфики технологического процесса и действующих противопожарных требований; систематический контроль за выполнением требований рабочих инструкций по эксплуатации; участие в разработке технической документации по планово-предупредительному и капитальному ремонтам; технический надзор за реконструкцией действующих и монтажом новых устройств и участие в приемке в эксплуатацию; составление паспортов на установки. Эксплуатацию систем отопления осуществляет служба эксплуатации в составе инженера и слесарей-сантехников. На промышленных предприятиях эта служба подчиняется главному энергетику (механику) предприятия. Отдельные внутрицеховые трубопроводы эксплуатируются цехом. Эксплуатация наружных тепловых сетей при централизованном теплоснабжении от районных котельных и ТЭЦ осуществляется службой тепловых сетей. Границы, разделяющие системы на сферы обслуживания, определяются запорной арматурой.

Эксплуатационные мероприятия систем отопления можно подразделить на организационные и технические. К эксплуатационным мероприятиям относится также поддержание необходимых режимов работы систем в зависимости от воздействия внешних и внутренних факторов, технических возможностей оборудования.

Основные организационные вопросы включают: укомплектование службы эксплуатации систем; установление обязанностей обслуживающего персонала, ответственных лиц за техническое состояние оборудования и систем; разработку, утверждение и ведение эксплуатационно-технической документации; планирование эксплуатационных мероприятий (технической эксплуатации, текущих, планово-предупредительных и капитальных ремонтов и др.), составление эксплуатационных смет; обеспечение запасными частями, материалами, инструментом; подготовку специалистов и повышение их квалификации; организацию контроля за правильной эксплуатацией и техническим состоянием систем; соблюдение техники безопасности и контроля за ее выполнением. Технические мероприятия — это выполнение технических операций по эксплуатации системы.

Разделение обязанностей и зон ответственности как в системах

отопления, так и в системах вентиляции между отделом главного энергетика (механика), начальниками цехов и отдельными работниками определяется руководством предприятия и регламентируется утвержденными руководством предприятия должностными инструкциями. Для дежурного персонала отдела главного энергетика (механика) и цехов кроме должностных инструкций разрабатываются: эксплуатационные инструкции; инструкции по технике безопасности и пожарной безопасности; инструкции по ликвидации аварий; оперативный журнал, в который заносятся ежедневно показания приборов, время включения и отключения установок, прием и сдача смены, вывод оборудования в ремонт и прием из ремонта и другие эксплуатационные данные; журнал дефектов и ремонтов; технологические карты и тепловые схемы.

Каждая установка системы должна иметь: паспорт; рабочие чертежи; схемы трубопроводов с расстановкой контрольно-измерительных приборов, арматуры; инструкции по эксплуатации и ремонту; положение о правах и обязанностях персонала.

Все изменения в установках и системах, изменения в режимах с протоколами испытаний, осмотров и ремонтов должны заноситься в чертежи и схемы и в паспорт установок. Полный комплект чертежей должен храниться в техническом архиве, а оперативные чертежи и схемы — у начальника цеха. На рабочих местах должны находиться инструкция и наглядная схема оборудования и трубопроводов.

Эксплуатационная инструкция должна включать: последовательность операций пуска и останова установок; порядок эксплуатации оборудования при нормальной работе и меры, принимаемые при возникновении аварии; порядок ввода оборудования в ремонт; меры безопасности и противопожарные меры. Инструкция должна быть подписана начальником цеха, согласована с главным энергетиком (механиком) и утверждена главным инженером предприятия. В инструкции должно быть строго оговорено разграничение работ по обслуживанию и ремонту между персоналами отдела главного энергетика (механика) и производственных цехов.

Для удобства эксплуатации каждому агрегату или установке присваивается сокращенное обозначение и порядковый номер, например, насос Н-6 и т. д. Эти обозначения наносятся на поверхности агрегата или установки яркой несмываемой краской. Трубопроводы окрашиваются в определенные цвета: например, в тепловом пункте или котельной подающие трубопроводы окрашиваются в красный цвет, обратные — в зеленый. В системах вентиляции каждой вентиляционной установке присваивают условное сокращенное обозначение. Для систем с механическим побуждением: П — приточные и душирующие установки; В — вытяжные установки; У — воздушные завесы; А — агрегаты отопительные. Для систем с естественной циркуляцией; ПЕ — приточные установки; ВЕ — вытяжные установки. Все установки каждого производственного корпуса с одинаковым обозначением должны иметь единую порядковую нумерацию.

16.2. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМ

За организацию мероприятий техники безопасности при эксплуатации СКВ и систем отопления отвечает руководитель предприятия, а непосредственное руководство и ответственность за выполнение правил техники безопасности несет инженер по технике безопасности или другое лицо, назначенное приказом [25].

Ответственные за технику безопасности обязаны разрабатывать и выполнять все мероприятия по технике безопасности, обучать персонал методам безопасного технического обслуживания систем, периодически проверять у них знания правил безопасного ведения эксплуатации, занося в «Журнал инструктажа по технике безопасности» результаты проверки.

Инструкция по технике безопасности, составленная для конкретных условий и утвержденная руководителем предприятия, должна находиться на рабочем месте. Она содержит организационные меры (ответственность, порядок допуска к работе, обязанности обслуживающего персонала, контроль и т. п.) и основные правила техники безопасности при эксплуатационных работах.

Необходимо знать, что к эксплуатации допускаются только технически исправные, полностью укомплектованные и проверенные системы [3, 25].

Ремонт двигателей вентиляторов, насосов производится только после остановки вращающихся частей, а трубопроводов — после снятия давления. Не допускается захламление и загромождение рабочих мест. При появлении подозрительных ударов или шумов в работающем оборудовании, а также вибрации необходимо выключать оборудование для ревизии и устранения неполадок.

Эксплуатация и техническое обслуживание электрического оборудования должно производиться с соблюдением требований техники безопасности при работе с электрооборудованием.

Персонал, обслуживающий системы, должен быть обучен приемам и методам оказания первой помощи при ожогах, отравлении и поражении электрическим током.

Выполнение правил техники безопасности при эксплуатации является обязательным для всех лиц, участвующих в работах. Следует помнить, что особые условия, срочность работы или другие причины не могут служить оправданием.

Глава семнадцатая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

17.1. ИСПЫТАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Установки кондиционирования воздуха и вентиляции представляют собой сложные системы, состоящие из множества отдельных установок и узлов, взаимосвязанных в своей работе. Испытание и наладку этих систем осуществляют при их приемке после монтажа

и в процессе эксплуатации. После монтажа систем испытания и наладку проводят для повышения эффективности работы установок. В зависимости от периода проведения и назначения испытания разделяются на три категории: пусконаладочные, санитарно-гигиенические, аэродинамические.

Пусконаладочные испытания систем кондиционирования воздуха и вентиляции выполняют в соответствии с требованиями СНиП III-28—75. Пусконаладочные испытания и регулировка систем необходимы для установления соответствия их проектным данным.

Эти испытания проводят в подготовленных к приемке зданиях и сооружениях при наличии актов о механическом опробовании вентиляторов и другого оборудования, имеющего электроприводы, оформленных монтажными организациями. Вентиляционные установки, непосредственно связанные с технологическим оборудованием (местные отсосы, аспирируемые укрытия), испытывают и регулируют после окончания монтажа этого оборудования. Работа технологического оборудования при пусконаладочных испытаниях и регулировке установок кондиционирования воздуха и вентиляции не является обязательной. Установки кондиционирования воздуха допускается испытывать и регулировать до окончания монтажа систем автоматического регулирования (при ручном управлении).

Перед пусконаладочными испытаниями следует ознакомиться с проектной документацией и проверить: соответствие фактически установленного вентиляционного оборудования (вентиляторы, калориферы, электроприводы, кондиционеры, фильтры, пылеотделители и др.) принятому в проекте; соответствие качества монтажа и степени эксплуатационной готовности вентиляционного оборудования техническим условиям и инструкциям по монтажу и эксплуатации этого оборудования заводов-поставщиков; соответствие качества изготовления и монтажа воздуховодов, каналов, вентиляционных камер и других устройств требованиям СНиП III-28—75 [2, 3].

На все выявленные при проверке отступления от проекта, не согласованные с проектной организацией, а также на дефекты монтажа составляются ведомости дефектов, передаваемые заказчику. Дефекты должны быть устранены к началу испытаний установок.

При пусконаладочных испытаниях необходимо проверить следующее: соответствие проектным данным фактической производительности вентилятора; соответствие проекту объемов воздуха, проходящего через воздухораздаточные или воздухоприемные устройства общеобменных установок и установок кондиционирования воздуха в отдельные помещения; соответствие проекту объемов воздуха, перемещаемого через воздухоприемные и воздуховыпускные устройства местными вентиляционными установками, обслуживающими отдельные производственные места и технологическое оборудование; плотность воздуховодов и других элементов установок; равномерность прогрева калориферов.

Если проверкой установлено, что производительность вентиля-

тора, объем воздуха, проходящего через воздухораздаточные и воздухоприемные устройства, а также через местные отсосы, не соответствуют проектным значениям, то вентиляционные установки следует отрегулировать.

Степень неплотностей в воздуховодах и других элементах вентиляционной установки определяют по значению подсоса или утечки воздуха. Эта величина в воздуховоде и других элементах установки (кроме различного вида фильтров и клапанов отключенных ответвлений) согласно СНиП III-28—75 не должна превышать при длине сети до 50 м 10 %, а при большей длине 15 % подачи вентилятора. Подсосы или утечки воздуха в фильтрах и клапанах отключенных ответвлений не должны превышать величин, указанных в технических характеристиках на это оборудование.

По окончании испытаний и регулировки установок кондиционирования воздуха и вентиляции составляют акт и паспорт на каждую установку. Акт о выполнении испытаний и регулировке установки предъявляется при приемке в эксплуатацию и является обязательным приложением к приемо-сдаточному акту.

Перед началом пусконаладочных работ инструктируют наладчиков по технике безопасности и проверяют наличие и соответствие требованиям техники безопасности необходимых вспомогательных устройств. Эту работу выполняют парными звеньями (старший техник и техник), число которых зависит от объема работ. Звеньями руководит производитель работ.

Системы кондиционирования воздуха и вентиляции, находящиеся в эксплуатации, следует согласно указаниям Госсанинспекции периодически испытывать, а в случае необходимости и налаживать в соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями. Необходимость испытаний и наладка на санитарно-гигиенический эффект, как правило, устанавливается по результатам санитарно-гигиенических обследований состояния воздушной среды помещений, проводимых санитарно-эпидемиологическими станциями (СЭС), силами заводских лабораторий или специализированными организациями. Объем и содержание работ по испытанию и наладке на санитарно-гигиенический эффект определяют программой работ, составляемой на основе предварительного визуального обследования вентилируемых помещений с учетом фактического санитарно-гигиенического состояния воздушной среды в рабочей зоне этих помещений.

При выяснении несоответствия санитарным нормам организации технологических процессов и состояния производственного оборудования, исключающих возможность обеспечить средствами вентиляции требуемых условий труда в помещениях, наладчики совместно с технологами предприятия разрабатывают мероприятия по устранению этих несоответствий (герметизация и термоизоляция оборудования, замена ручных процессов на механизированные и др.). Предприятие устраняет дефекты, выявленные обследованием и указанные в ведомостях дефектов, в сроки, предусмотренные графиком выполнения наладочных работ.

Результаты предварительного обследования вентилируемого помещения являются основанием для составления программы работ. Программа работ должна содержать данные о цели, видах, последовательности и методах выполнения работ. Предварительно обследование помещений и составление программы работ осуществляется квалифицированным инженером-руководителем работ по наладке установок на данном предприятии.

Программой испытаний предусматривается: определить характер и количество выделяющихся в помещении вредных веществ; выявить распределение в помещении температур и влажности воздуха, а также концентрацию вредных паров, газов и пыли; определить долю от общих выделений вредных веществ, непосредственно влияющих на состояние воздуха рабочей зоны помещения; представить наиболее целесообразные по технико-экономическим требованиям схемы организации воздухообменов; определить температуры и влажности воздуха после секций кондиционера и установить отклонения этих параметров от проектных, а также выявить причины отклонений; разработать рекомендации, направленные на достижение проектных параметров воздуха после секций кондиционера; подготовить эскизные чертежи с указанием основных размеров местных отсосов, необходимого количества удаляемого воздуха, и коэффициентов местных сопротивлений отсосов; дать рекомендации по защите атмосферного воздуха от загрязнения, а также рекомендации, обеспечивающие соблюдение требований, предъявляемых к системам вентиляции; наладить общеобменные приточные и вытяжные механические установки и аэрационные устройства; проверить эффективность работы вентиляции после ее наладки при повторных измерениях параметров воздуха и повторных отборах проб воздуха на содержание вредных выделений в рабочей зоне помещения (в тех же точках, что и в начале работы).

При проведении наладочных работ разрабатываются мероприятия, рекомендуемые для достижения требуемой эффективности действия отдельных установок или системы в целом. К таким мероприятиям относятся: замена вентиляторов или шкивов на электродвигателях, герметизация воздуховодов и вентиляционных камер, изменение производительности насосов и форсунок, частичное или полное изменение конструкций фильтров и другие мероприятия, выполнение которых должно быть обеспечено в процессе наладки силами предприятия.

К началу испытаний в соответствии с программой работ устанавливают и наносят на планы помещений места отбора проб воздуха на содержание производственных вредных выделений.

17.2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ВОЗДУХОВОДОВ И РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСХОДОВ ВОЗДУХА

Аэродинамические испытания вентиляционных сетей производят при полностью открытых дросселирующих устройствах, имеющихся как на общем воздуховоде, так и на всех ответвлениях от

него. Регулирующие устройства, встроенные в конструкции различных воздухораспределителей приточных установок, должны быть также полностью открыты.

Если при открытых дросселирующих устройствах электродвигатель вентилятора перегревается, прикрывают дроссель на магистральном участке сети. При отсутствии дросселирующего устройства между фланцами общего воздуховода на всасывающей или нагнетательной линии устанавливают вставку (диафрагму) из кровельной стали. Дросселирование осуществляют до тех пор, пока сила тока, измеряемая в электрической цепи, не уменьшится до номинального значения, соответствующего мощности электродвигателя. После этого приступают к испытанию сети. При испытании сети определяют: фактические расходы воздуха всех ветвей сети, во всех воздухоприемных и воздуховыпускных отверстиях до и после пылеулавливающих устройств, увлажнительных камер и воздухонагревателей (воздухоохладителей); сопротивления проходу воздуха в воздухонагревателях (воздухоохладителях), пылеулавливающих устройствах, увлажнительных камерах и местных отсосах; скорости выхода воздуха из приточных отверстий.

Расход воздуха, как правило, измеряют пневмометрической трубкой с микроманометром. При этом в каждом измеряемом сечении определяют значение всех трех давлений (статического, полного и динамического).

Значение подсосов или утечек воздуха в сети воздуховодов определяют как разность между фактической подачей вентилятора и суммарным количеством воздуха, проходящего через все приточные или вытяжные отверстия.

При производстве пусконаладочных работ в зданиях с повышенными требованиями, не допускающими превышений утечек (подсосов) воздуха через неплотности воздуховодов, последние на стадии монтажа системы вентиляции испытывают на герметичность с помощью переносного вентилятора.

Расход воздуха, перемещаемого по сети, регулируется дросселирующими устройствами или односторонними диафрагмами, устанавливаемыми между фланцами.

При испытаниях систем кондиционирования воздуха и вентиляции необходимо знать параметры воздуха: температуру, влажность, давление, скорость, запыленность, содержание в воздухе вредных газов и паров, а также частоту вращения вентилятора и потребляемую им мощность.

Скорость и расход воздуха в воздуховоде определяются по значению средней скорости, местные значения которых в данной точке воздуховода измеряют комбинированными приемниками давления с микроманометрами, анемометрами и термоанемометрами. При определении скорости воздуха комбинированными приемниками давления измеряются динамическое, статическое и полное давление.

Комбинированные приемники давления с микроманометрами применяют для измерения скоростей воздуха более 5 м/с [8].

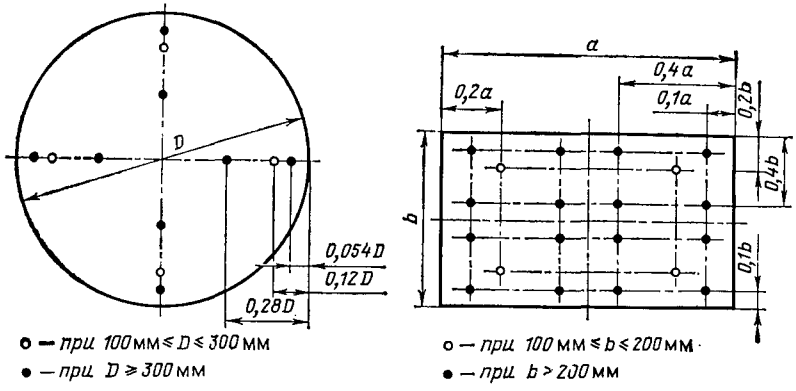


Рис. 17.1. Координаты точек измерения давлений и скоростей в воздуховодах

Анемометры и термоанемометры применяются для измерения скорости движения в воздуховодах, отверстиях забора и вытяжки, проемах ограждений машин, проемах ворот, дверей, там где скорость воздуха не превышает 5 м/с.

Объемный расход воздуха L, м^3/с, в воздуховоде определяют по формуле

$$L = v_{ср} F, \tag{17.1}$$

где $v_{ср}$ — средняя скорость воздушного потока, м/с; F — площадь сечения воздуховода, м^2.

Скорость воздуха в любой точке сечения воздуховода находится по измерениям динамического давления, м/с,

$$v_i = \left(\frac{2}{\rho_в} p_{д\,i}\right)^{0,5}, \tag{17.2}$$

где $p_{дi}$ — динамическое давление, Па; $\rho_в$ — плотность воздуха, кг/м^3.

Среднее динамическое давление $p_д$, Па, определяют по измеренным в n точках (рис. 17.1) комбинированными приемниками давления значениям динамических давлений $p_{дi}$, Па, по формуле

$$p_д = \left(\frac{\sum_{i=1}^{z} p_{дi}^{0,5}}{n}\right)^2. \tag{17.3}$$

Среднюю скорость движения воздуха $v_{ср}$, м/с, находят по динамическому давлению $p_д$

$$v_{ср} = \left(\frac{2}{\rho_в} p_д\right)^{0,5}. \tag{17.4}$$

Для измерения давлений и скоростей движения воздуха в воздуховодах должны быть выбраны участки с расположением сечений на расстояниях не менее шести гидравлических диаметров за

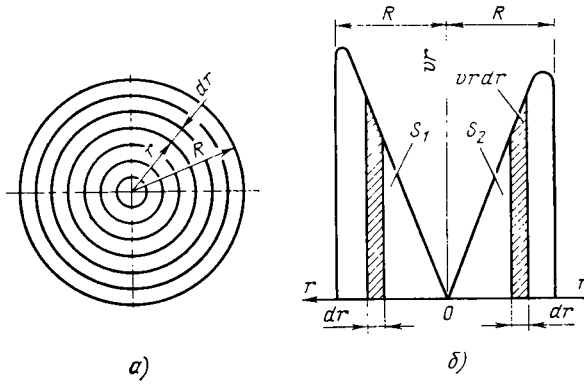


Рис. 17.2. К измерению скорости воздуха методом графического интегрирования: *а* — разбивка сечения воздуховода на кольца; *б* — график зависимости vr от r

местом возмущения потока и не менее двух гидравлических диаметров перед ним. Координаты точек измерений давлений и скоростей, а также количество точек определяются формой и размерами сечения (см. рис. 17.1).

При отсутствии прямолинейных участков необходимой длины допускается располагать сечение, в котором производятся замеры давлений и скоростей движения воздуха, в месте, делящем выбранный для измерения участок в отношении 3 : 1 в направлении движения воздуха. Допускается размещать мерное сечение непосредственно в месте внезапного расширения и сужения потока, но при этом размер мерного сечения следует принимать по наименьшему сечению канала.

При использовании анемометра время измерения в каждой точке должно быть не менее 10 с.

Когда измеренные значения динамического давления в сечении не только имеют большие расхождения, но и принимают нулевые и отрицательные значения, средняя скорость находится как среднеинтегральная.

В последнем случае для нахождения средней скорости потока сечение воздуховода разбивается на ряд элементарных колец (рис. 17.2,*а*). Объемный расход, м^3, воздуха через элементарное кольцо с радиусом $r_м$, площадью $2\pi r dr$, м^2, при скорости v_i, м/с, определяется:

$$dL = 2\pi r v_i dr. \qquad (17.5)$$

Объемный расход через все сечение

$$L = 2\pi \int_0^R v_i r\, dr, \qquad (17.6)$$

где v_i — скорость воздуха в данной точке воздуховода, м/с.

Значение L определяют графическим методом. Для этого строят график (рис. 17.2,*б*) в координатах vr и r. Площади под кри-

выми выражают собой в определенном масштабе расход воздуха через сечение воздуховода

$$L = 2\pi M (S_1 + S_2), \tag{17.7}$$

где M — масштаб площади; S_1 и S_2 — площади под кривой.

Значение масштаба определяется по формуле

$$M = m_1 m_2, \tag{17.8}$$

где m_1 — масштаб скорости по графику; m_2 — масштаб радиуса.

При измерении по n_1 диаметрам формула для определения расхода воздуха в данном сечении имеет вид

$$L = \frac{2\pi M \sum_{i=1}^{n_1} (S_1 + S_2)_i}{n_1}, \tag{17.9}$$

где n_1 — число диаметров сечений, по которым производятся измерения.

Среднюю скорость в воздуховоде находят из (17.1).

Все измерения, связанные с определением потребляемой электрическими двигателями мощности и частоты их вращения, осуществляются эксплуатационным персоналом предприятия. Потребляемая электрическая мощность измеряется ваттметрами (обычно схема двух ваттметров), а частота вращения различного типа тахометрами (ТЧ10-Р, ИО-10, ИО-30 и др.), которые имеют пределы измерений 25—10 000 об/мин. Состояние воздушной среды в рабочих помещениях оценивают содержанием характерных для данного производства вредных веществ (C) и сопоставлением найденных значений с соответствующими предельно допустимыми концентрациями (ПДК), выраженными в одних и тех же единицах (мг/м^3).

Анализ воздуха на содержание токсических веществ, как правило, слагается из двух последовательных операций: отбора пробы воздуха и определения количества контролируемого вещества в пробе. Первый этап анализа — отбор проб выполняет обученный персонал непосредственно на обследуемом производстве, — при участии работников вентиляционной службы. Второй этап — собственно анализ — выполняют в химической лаборатории, специально оборудованной для этих целей.

Число проб, отбираемых в течение смены или на отдельных этапах технологического процесса, должно быть достаточным для достоверной оценки состояния воздушной среды. Согласно ГОСТ 12.1.005—76 «Воздух рабочей зоны» число последовательно отбираемых проб в каждой точке не должно быть менее пяти.

Обычно аппаратура для отбора проб позволяет отбирать одновременно по две пробы на пыль (аэрозоли) и две пробы на газы (пары).

17.3. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

Техническое обслуживание систем кондиционирования воздуха и вентиляции выполняется персоналом группы эксплуатации вентиляционного бюро и в первую очередь дежурными слесарями. Дежурные слесари осуществляют регулярный контроль эффективности работы системы и поддерживают оборудование в исправном состоянии. Контроль эффективности работы осуществляется по показаниям приборов пульта управления и приборам, установленным на рабочих местах. Периодичность контроля отдельных элементов систем устанавливается эксплуатационными инструкциями [11, 12, 19].

Как правило, режим работы кондиционера регулируется автоматически по датчикам, установленным в рабочем помещении. Регулировка датчиков и эксплуатации исполнительных механизмов кондиционера выполняются службой автоматизации.

Вентиляторные установки. Нормальная работа вентилятора характеризуется плавным ходом, отсутствием постороннего шума и вибраций. Причинами появления вибраций и шума могут быть ослабление крепления рабочего колеса на валу, поломка лопаток рабочего колеса, износ подшипников, разбалансировка рабочего колеса. При нормальной балансировке рабочее колесо при провертывании останавливается в разных положениях, а при разбалансировке — в одном и том же положении.

Для вентиляторов периодически проверяют правильность вращения рабочего колеса: колесо должно вращаться по развороту спирального кожуха вентилятора. Перед пуском вентиляторов дежурный слесарь следит за тем, чтобы все элементы (приточные, вытяжные камеры, люки) находились в закрытом состоянии. Пуск вентиляторов производится при закрытых направляющих аппаратах или пусковых шиберах с последующим постепенным их открытием.

Шарикоподшипники смазываются не реже 1 раза в 2 мес. При нормальном режиме температура подшипников не должна превышать 70 °С.

Оросительные камеры. Подготовка оросительных камер к зимней эксплуатации заключается в проверке их работы в адиабатном режиме и, в частности, проверке постоянства температуры воды. Перед началом летней эксплуатации следует убедиться в исправности системы хладоснабжения (холодильных машин, насосов, трубопроводов) и опробовать их работу и оросительной камеры на политропных режимах.

В ходе технического обслуживания форсуночных оросительных камер необходимо следить за техническим состоянием и исправностью работы оборудования камер, систем водоснабжения и хладоснабжения. Причинами нарушения режима работы камер чаще всего бывают отключения в работе водяных насосов, засорение форсунок, сетчатых водяных фильтров. Работа сетчатых фильтров

и форсунок должна проверяться не реже 1 раза в месяц. При необходимости их нужно прочищать, поддерживая постоянный уровень воды в поддоне камеры.

Необходимо ежемесячно проверять исправность шарового клапана и герметичность соединений водопроводных труб.

Отклонение расхода воздуха через камеру от расчетного может происходить вследствие негерметичности камеры, вызванной обычно недостаточной плотностью притвора дверок камеры, загрязнения пластин сепараторов, а также нарушения работы клапана в байпасе.

Секции подогрева воздуха. Воздухоподогреватели обогреваются паром или горячей водой. Тепловой режим работы воздухоподогревателей регулируется в соответствии с температурой наружного воздуха. В процессе работы возможно загрязнение поверхности ребристых труб воздухоподогревателей, что приводит к снижению тепловой мощности и нарушению расчетных параметров воздуха в рабочей зоне. Поэтому их поверхность систематически очищают от пыли. В зависимости от характера отложений может применяться механическая, пневматическая очистка или промывка водой.

Клапаны. Особое внимание уделяется утепленным воздушным клапанам. Утепленные клапаны в закрытом положении должны быть герметичными и не допускать прорыва холодного воздуха в калорифер.

Фильтры и пылеуловители. От технического состояния фильтров и пылеуловителей зависит эффективность очистки приточного и вытяжного воздуха. Главными требованиями надежной работы этих установок являются систематическая очистка от пыли, шлама и поддержание высокой герметичности оборудования.

Воздуховоды. При эксплуатации проводится контроль состояния воздуховодов: наличие вмятин, повреждений, разрывов, неплотностей и т. п. Наличие неплотностей во фланцах воздуховодов приводит к выбросу или подсосу воздуха, поэтому следует обращать особое внимание на плотность фланцевых соединений. При обслуживании периодически проверяют прочность крепления воздуховодов к строительным конструкциям.

Местные отсосы. При эксплуатации местных отсосов необходимо обеспечивать герметичность укрытия и высоту, эффективность его работы. Для этого необходимо выполнять следующие работы: не допускать нарушений герметичности в работе укрытий; проверять скорость подсасывания воздуха через проемы; содержать конструкцию отсосов в хорошем состоянии; выполнять периодически осмотр и чистку элементов укрытия.

Воздушные души. При эксплуатации воздушных душей струя приточного воздуха направляется так, чтобы она наиболее полно омывала рабочего. Это достигается соответствующей установкой направляющих лопаток и поворотом всего патрубка в горизонтальной плоскости.

Устройства аэрации. Эти устройства являются сложными механизмами систем естественной вентиляции, находящимися в верх-

ней зоне покрытия и поэтому неудобными для эксплуатации. При обслуживании обращается главное внимание на исправность устройства управления створками аэрационных фонарей, которые подвергаются коррозии.

В зависимости от температуры наружного воздуха регулируют воздухообмен степенью открытия фонаря.

Глава восемнадцатая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

18.1. НАПОЛНЕНИЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Эксплуатация систем отопления включает: наполнение и пуск систем после монтажа и ремонта; гидравлические испытания систем, капитальный и текущий ремонты систем; регулирование систем; выявление причин непрогрева нагревательных приборов и ликвидацию непрогревов; текущее наблюдение и уход за системами.

Правильное наполнение системы является одним из основных условий ее нормальной работы.

После окончания монтажа или капитального ремонта отопительную систему необходимо осмотреть и убедиться в том, что сварка трубопроводов и сборка всех резьбовых и фланцевых соединений полностью закончены. После этого должен быть составлен акт на передачу системы в эксплуатацию. При осмотре системы необходимо открыть всю установленную на трубопроводах запорную арматуру: задвижки, клапаны, пробковые краны и краны двойной регулировки. Необходимо проверить надежность крепления всех горизонтальных участков трубопроводов, так как при наполнении водой вес их значительно увеличивается. Заполнение системы производится через обратную линию. Если система многоэтажного здания имеет значительную протяженность в горизонтальном направлении, то ее лучше наполнять по частям, отключая те стояки, которые будут наполняться в следующую очередь.

Пуск воды в систему необходимо производить медленно, а водопроводный клапан не следует открывать полностью.

Обнаруженные в системе незначительные течи в сварочных, резьбовых и фланцевых соединениях можно не устранять немедленно, а продолжать наполнение системы, отметив дефектные места условными знаками мелом на трубопроводе, приборе или на стене около места подтекания. При подтекании из фланцевого соединения необходимо слегка подтянуть болты. При подтекании сгона следует подвернуть контргайку. Если под частую капель из какого-либо соединения можно подставить ведро или другой сосуд, то в этом случае прекращать наполнение не следует.

Все серьезные дефекты необходимо исправлять сразу, как только они будут замечены; для этого следует приостановить наполнение и соответственно понизить уровень воды в системе.

Когда система будет заполнена водой, необходимо еще раз осмотреть все трубопроводы и отопительные приборы, в особенности в нижних этажах, выявить характер неисправностей и отметить вновь обнаруженные дефекты. Если нет большой течи, которая может промочить стены и перекрытия, нужно приступить к устранению подтеканий во фланцевых соединениях и сгонах. Эти операции целесообразно производить при наполненной системе, так как в этом случае видно, когда течь устранена и соединение закреплено надежно.

После устранения течи во фланцах и сгонах нужно спустить из системы воду и ликвидировать остальные дефекты путем заварки свищей и трещин в трубах, замены неисправных фасонных частей, перевертки подтекающих резьбовых соединений и т. п. [3].

Когда все дефекты устранены, систему вновь заполняют водой и тщательно осматривают. Если в системе с нижней разводкой воздух удаляется через краны у приборов верхнего этажа, то при наполнении такой системы водой слесари должны обойти все краны у приборов и выпустить через них воздух; при этом в систему должна медленно поступать вода для заполнения верхних приборов. При появлении воды из воздушных кранов их следует закрыть и прекратить наполнение системы.

Пуск систем при наружных температурах ниже 0 °С, особенно при больших морозах, является весьма ответственной работой, которая должна проводиться по строго намеченному плану под руководством опытного слесаря. При неумелом пуске системы отопления можно заморозить трубы и приборы и они могут быть разорваны льдом. Системы отопления, пускаемые в зимнее время, следует наполнять горячей водой.

Если монтажные работы производятся в осеннее время и систему придется пускать в действие зимой, то крайне желательно до наступления морозов испытать всю систему гидравлическим давлением. Если испытание всей системы осуществить невозможно, то гидравлическим давлением следует испытывать отдельные части системы и даже отдельные стояки, добиваясь того, чтобы к моменту пуска бóльшая часть ее была испытана на прочность. Кроме того, при наполнении после монтажа систему следует разделить на отдельные части, установив для этого временные краны или задвижки в соответствующих точках подающих и обратных магистралей (если это не было предусмотрено проектом). В первую очередь необходимо отделить клапанами или кранами те части системы, которые до пуска не испытывались на прочность. В зданиях высотой более трех этажей необходима установка клапанов или кранов на каждом стояке.

До пуска системы в действие после монтажа и ремонта изоляцию труб делать не следует. Трубы нужно изолировать в возможно короткий срок, после пуска и прогрева.

До начала наполнения системы необходимо осуществить следующие мероприятия. Проверить тщательность заделки оконных и других наружных проемов в здании, пригонки наружных дверей

и ворот и их утепления, а также утепления перекрытий. Кроме того, следует обязательно утеплить места выхода каналов тепловых сетей из здания. Здание необходимо обеспечить электрическим освещением. Во избежание поступления наружного холодного воздуха в здание клапаны во всех приточных и вытяжных вентиляционных камерах должны быть плотно закрыты. При верхней разводке магистралей нужно закрыть слуховые окна на чердаке.

При пуске системы с местной котельной помещения котельной и насосной должны быть предварительно нагреты до температуры не ниже +5 °С. Водопроводные линии для наполнения системы (в случае наполнения от водопровода), проходящие по холодным помещениям, следует утеплить, а давление в водопроводе проверить.

Все краны и клапаны на трубах обязательно должны быть полностью открыты, так как при закрытых кранах не будет движения воды в участках и они могут замерзнуть раньше, чем будет заполнена система. Кроме того, при закрытом кране вода, поступившая в закрытый участок сверху, при спуске остается в нем и может замерзнуть.

Перед пуском системы необходимо также: тщательно проверить правильность уклонов трубопроводов, так как обратные уклоны вызовут застой воды, что приведет к ее замерзанию; решить, какие стояки будут одновременно наполняться водой, и наметить состав бригады слесарей для осмотра и ремонта системы во время пуска.

Нужно иметь в виду, что при низких наружных температурах наиболее опасен пуск системы отопления с верхней разводкой без кранов на стояках, так как циркуляция воды в таких системах начинается только тогда, когда заполняются водой верхние разводящие магистрали. Для заполнения их при одновременном пуске большого числа стояков требуется продолжительный срок, в течение которого могут замерзнуть трубы и приборы.

Во всех случаях, когда имеется опасность замерзания труб и отопительных приборов, систему следует пускать частями, используя для этого краны и клапаны, установленные на стояках и ответвлениях магистралей.

Если в системе с верхней разводкой на стояках имеются краны, то в первую очередь наиболее целесообразно пустить в действие все магистрали какой-либо части системы только с одним-двумя стояками. Затем постепенно заполнять водой всю эту часть системы, включая по два-три стояка. Такой метод пуска облегчает работу и позволяет обойтись небольшим числом рабочих. Таким же образом пускают в действие вертикальные однотрубные системы с нижней разводкой, если на стояках имеются краны.

Пускать в действие двухтрубную систему с нижней разводкой менее опасно, так как циркуляция воды в ней уже возникает при заполнении приборов первого этажа. Поэтому в такой системе можно наполнять одновременно бо́льшее число стояков, чем при верхней разводке.

После пуска системы следует тщательно проверить, обеспечена ли циркуляция воды во всех нагревательных приборах. При такой

проверке необходимо иметь в виду, что отдельные приборы могут оказаться нагретыми не в результате циркуляции, а только вследствие того, что при пуске системы они были наполнены горячей водой. Если в таких приборах не обеспечить циркуляцию, то они быстро остынут. Если при проверке системы будут обнаружены замороженные места, их нужно быстро отогреть.

18.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Гидравлические испытания системы отопления проводятся с целью определения плотности нагревательных приборов, трубопроводов и их соединений. Испытания систем водяного отопления производятся гидравлическим давлением, превышающим рабочее давление на 0,1 МПа и составляющим не менее 0,3 МПа (по манометру) в самой низкой точке системы. При гидравлических испытаниях обязательно должны применяться проверенные манометры.

До начала гидравлического испытания систему следует прогреть до максимальной для нее температуры. Необходимо иметь в виду, что прогрев и последующее охлаждение системы позволяет выявить те дефекты, которые могут появиться в соединениях труб и приборов под влиянием температурных изменений. Когда система прогреется, нужно осмотреть ее и в случае необходимости отрегулировать сгоны и подтянуть болты во фланцевых соединениях. Если будут обнаружены мелкие неисправности, которые нельзя устранить без спуска воды (например, течь в соединениях радиаторных секций), то их следует четко отметить мелком, чтобы после охлаждения системы спустить из нее воду и устранить замеченные дефекты.

Максимальную температуру воды в системе желательно поддерживать в течение суток. После этого систему нужно охладить и до спуска из нее воды еще раз проверить состояние соединений. Если в системе не окажется дефектов, которые требуют спуска воды, можно приступить к гидравлическому испытанию. Если же такие дефекты имеются, то гидравлическое испытание системы должно производиться после устранения всех обнаруженных дефектов.

При наполнении системы для гидравлического испытания из нее надлежит полностью удалить воздух, так как в системе, заполненной только водой, испытательное давление достигается быстро, без каких-либо затруднений. Система признается выдержавшей испытание, если в течение 5 мин нахождения ее под установленным давлением снижение давления по манометру не будет превышать 0,02 МПа.

Если в процессе испытания будет обнаружена течь в сварных швах и резьбовых соединениях, то из системы следует спустить воду и ликвидировать эти дефекты.

Следует иметь в виду, что в зимнее время приемка систем центрального отопления с открытой прокладкой трубопроводов допускается без гидравлического испытания при условии, если система удовлетворительно проработала не менее 2 мес.

Приемка в зимнее время систем центрального отопления со скрытой прокладкой трубопроводов допускается без гидравлического испытания в целом, но с обязательным испытанием гидравлическим давлением всех стояков. Испытание стояков должно производиться с поочередным отключением их от временно эксплуатируемой системы и допускается только после прогрева здания.

18.3. НЕПРОГРЕВЫ В СИСТЕМАХ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В процессе эксплуатации систем отопления может быть обнаружено понижение температуры воздуха помещения ниже заданной вследствие того, что нагревательные приборы не передают необходимого количества теплоты. В системе отопления возникают так называемые непрогревы. Основные причины непрогревов следует отнести к недостаточной циркуляции воды в системе, а также наличию застоев воздуха и воздушных пробок. Причинами непрогрева могут быть неправильные присоединения труб при монтаже или ремонте, обратные уклоны, затрудняющие удаление воздуха из системы, непредусмотренные изгибы на трубах и засоры.

Места засоров в трубах могут быть установлены по наблюдениям за количеством и расположением непрогреваемых нагревательных приборов и устраняются промывкой приборов и участков системы или разборкой участков системы, если промывка не приводит к восстановлению циркуляции воды в системе.

Большое значение при регулировании количества воды через нагревательные приборы имеет правильная установка запорно-регулирующей арматуры.

Часто для отключения стояков вместо запроектированных проходных кранов устанавливают запорные клапаны с вертикальными шпинделями, создающие по сравнению с кранами значительное гидравлическое сопротивление. В результате дополнительного сопротивления, созданного клапаном, количество циркулирующей в трубопроводе воды уменьшится и может оказаться недостаточным для нормальной работы стояка. Кроме того, клапаны с вертикальными шпинделями увеличивают возможность засоров.

Главной причиной неудовлетворительной работы нагревательных приборов является наличие воздуха в системе отопления. В систему отопления воздух попадает вместе с водой, в которой он растворен; это происходит как при первоначальном наполнении системы, так и при всех последующих добавках. Кроме того, часть воздуха может остаться в системе при слишком быстром ее наполнении.

При нагревании воды растворенный в ней воздух выделяется в виде отдельных пузырьков. Так как воздух легче воды, он собирается в верхних точках системы. Для нормальной работы системы необходимо, чтобы воздух, находившийся в ней до наполнения водой и выделяющийся из воды при ее нагревании, легко удалялся в атмосферу. Если не будет обеспечен выход воздуха, то он будет скапливаться в трубопроводах и приборах, образуя воздушные пробки, нарушающие циркуляцию воды в системе отопления. Что-

бы полностью удалить воздух при наполнении системы, ее нужно заполнять водой возможно медленнее и обязательно через обратные трубопроводы. При соблюдении этого условия вода в системе будет подниматься равномерно и весь воздух, находившийся в приборах и стояках, будет беспрепятственно выходить в открытые воздушные сборники. Если наполнение ускорить, то стояки окажутся заполненными раньше, чем нагревательные приборы, так как для заполнения приборов требуется значительно большее количество воды. В особенности это касается однотрубных систем, которые следует заполнять очень медленно, делая частые перерывы на 1—2 мин.

Перед заполнением системы необходимо открыть все краны на подводках к приборам, а также на стояках и магистральных линиях; это мероприятие обеспечивает свободный выход воздуха к точкам его удаления.

После заполнения системы отопления приступают к регулировочным работам, которые сводятся к более равномерному распределению горячей воды по стоякам и нагревательным приборам. Для этого стараются уравнять гидравлические сопротивления отдельных колец трубопроводов системы, устранить возникшие при монтаже или ремонте дополнительные местные сопротивления, образовавшиеся из-за неправильного соединения труб с арматурой, изгибами или некачественной сварки труб. Изменяют также диаметры труб.

В процессе эксплуатации регулирование теплоотдачи в системах отопления в зависимости от температуры наружного воздуха сводится к изменению температуры воды, поступающей в систему и количества протекающей через отдельные нагревательные приборы воды.

Часто неудовлетворительная работа водяных систем отопления связана с засорами. Поэтому перед заполнением системы водой необходимо ее промыть. Промывку системы осуществляют путем наполнения и спуска воды, повторяя эту операцию 2 или 3 раза. Промывку следует производить таким образом, чтобы во время спуска грязь, находящаяся в системе, не осаждалась снова в трубах и приборах, а удалялась вместе с водой. Для этого воду из системы необходимо спускать с большой скоростью, при которой грязь увлекается потоком воды. При наличии сжатого воздуха его совместное с водой использование приносит ощутимый эффект.

18.4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Эксплуатация систем воздушного отопления сводится к правильной эксплуатации их основного оборудования: вентиляторов, калориферов, воздуховодов.

В процессе эксплуатации систем воздушного отопления необходимо стремиться к уменьшению шума при работе систем. Для этого вентиляторы должны работать бесшумно, рабочие колеса их должны легко вращаться от руки и быть хорошо отбалансирован-

ными. Значение биения на внешних кромках дисков рабочих колес центробежных вентиляторов не должно превышать: для вентиляторов № 2—6 — 1 мм в радиальном и 2 мм в осевом направлениях; для вентиляторов № 8—12 — 2 мм в радиальном и 3 мм в осевом направлениях.

Зазоры между кромкой переднего диска рабочего колеса и кромкой входного патрубка центробежного вентилятора как в осевом, так и радиальном направлении не должны превышать 1 % диаметра рабочего колеса. В осевых вентиляторах зазор между лопатками рабочего колеса и обечайкой не должен превышать 0,5% диаметра крыльчатки. Оси валов вентиляторов и электродвигателей, соединенных при помощи муфт, должны находиться на одной прямой линии. Валы вентиляторов и электродвигателей, соединенных ременной передачей, должны быть строго параллельны. Рабочие колеса и внутренние поверхности кожухов вентиляторов нужно систематически очищать от пыли и других загрязнений.

При значительной запыленности наружного воздуха рекомендуется в рабочей инструкции для обслуживания калориферной установки указывать предельно допустимое увеличение сопротивления проходящему воздуху. Максимально допустимое сопротивление должно быть установлено опытным путем с учетом возможного уменьшения производительности установки.

В производственных зданиях калориферы очищают пневматическим способом, используя существующие трубопроводы сжатого воздуха или баллоны со сжатым воздухом. Калориферы обогреваются горячей водой или паром. Следует иметь в виду, что калориферы испытываются гидравлическим давлением, равным 1 МПа, в течение 2 мин, при этом падения давления по манометру не допускается. При пуске системы воздушного отопления необходимо удалить воздух из верхних частей калориферов при обогреве горячей водой и открыть обводную линию конденсатоотводчиков при обогреве калориферов паром. При пуске и наладке центральных воздушных систем в производственных зданиях необходимо добиваться герметичности и бесшумности работы воздуховодов.

Места выхода теплого воздуха должны быть ограждены решетками. Забор свежего воздуха должен производиться из соответствующих помещений. Поперечные и разъемные соединения воздуховодов должны располагаться вне пределов стен, перегородок и перекрытий. Части воздуховодов обычно соединяются фланцами с прокладками из эластичного материала (резины, пеньковой веревки и др.).

18.5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Если монтаж системы парового отопления заканчивается в теплое время года, то производится ее гидравлическое испытание. Для его проведения система наполняется водой. Процесс наполнения и осмотра системы и способы устранения отмеченных дефектов остаются теми же, что и для систем водяного отопления. Од-

нако для наполнения системы парового отопления водой всегда приходится проводить дополнительные мероприятия, связанные с удалением воздуха. Поскольку воздух из систем парового отопления в период их работы удаляется через конденсатные линии, то в верхних точках системы необходимо предусмотреть устройство временных клапанов или кранов для удаления воздуха во время наполнения системы.

Кроме того, до проведения гидравлических испытаний системы необходимо решить вопрос о дополнительном креплении трубопроводов крупного диаметра, так как после заполнения водой масса их почти удваивается.

Гидравлическое давление в системах парового отопления создается таким же образом, как и в системах водяного отопления.

Системы парового отопления с рабочим давлением до 0,07 МПа должны испытываться гидравлическим давлением, равным 0,25 МПа в нижней точке системы, а системы более 0,07 МПа — гидравлическим давлением, равным рабочему плюс 0,1 МПа, но не менее 0,3 МПа в верхней точке системы. Система парового отопления считается выдержавшей испытание, если в течение 5 мин нахождения ее под установленным давлением падение давления не будет превышать 0,02 МПа.

После производства гидравлического испытания, когда еще не сняты временные устройства для спуска воздуха, целесообразно 2—3 раза промыть систему. В зимнее время приемка систем центрального отопления с открытой прокладкой трубопроводов допускается без их гидравлического испытания при условии, если система удовлетворительно проработала не менее 2 мес.

Пуск пара в отопительную систему должен производиться медленным открытием задвижки, отделяющей систему от распределительной гребенки во избежание гидравлических ударов, которые могут повредить систему. Если в системе имеются редукционные и предохранительные клапаны, манометры и конденсатоотводчики, то во время работы системы нужно проверить действие всех этих приборов. Системы парового отопления более благоприятны для пуска в зимнее время, чем системы водяного отопления, поэтому при их пуске зимой в холодных зданиях никаких дополнительных устройств не требуется. При пуске системы в зимнее время нужно обеспечить быстрый сток конденсата, для чего открывают обводные линии конденсатоотводчиков. Недостатками в эксплуатации систем парового отопления являются невозможность регулирования температуры отопительных приборов и наличие гидравлических ударов, что уменьшает сферу их использования [1, 3, 5].

Приложение 1. **Расчетные параметры наружчого воздуха для некоторых городов СССР**

Город	Расчетная географическая широта, °с. ш.	Барометрическое давление, мм рт. ст.	Период года	Параметр					
				А		Б		В	
				°С	кДж/кг	°С	кДж/кг	°С	кДж/кг
Алма-Ата	44	700	Теплый	27,6	51,5	31,2	54,5	42	81,7
			Холодный	—12,0	—10,1	—27,0	—26,8	—36	—36,5
Ашхабад	36	730	Теплый	36,0	58,7	39,0	62,8	47	77,0
			Холодный	—2,0	—1,7	—11,0	—7,9	—24	—25,1
Баку	40	760	Теплый	28,3	65,8	31,7	68,6	40	81,3
			Холодный	1,0	4,2	—4,0	8,4	—13	—54,5
Вильнюс	56	745	Теплый	21,6	48,2	26,1	53,2	34	70,0
			Холодный	—9,0	—5,0	—23,0	—22,1	—37	—36,8
Горький	56	745	Теплый	21,2	51,1	26,8	54,9	37	70,4
			Холодный	—17,0	—15,5	—30,0	—29,7	—41	—41,06
Душанбе	40	685	Теплый	34,3	58,6	36,8	61,5	43	74,5
			Холодный	—2,0	—12,2	—14,0	—11,7	—29	—26,4
Ереван	40	685	Теплый	29,7	55,2	34,8	62,9	41	72,7
			Холодный	—8,0	—5,0	—19,6	—31	—31	—26,4
Иваново	56	745	Теплый	22,2	49,8	27	52,18	38	80,0
			Холодный	—16,0	—14,2	—28	—27,6	—46	—46,1
Киев	52	745	Теплый	23,7	53,7	28,7	56,1	39	70,8
			Холодный	—10,0	—6,7	—21,0	—19,7	—32	—31,9
Кемерово	56	745	Теплый	21,8	50,3	27,3	53,2	38	73,7
			Холодный	—25	—24,3	—5,8	—38,96	—55	—55,2
Кишинев	48	745	Теплый	26,0	57,0	30,2	59,5	39	73,6
			Холодный	—7,0	—2,9	—15,0	—13,0	—32	—32,0
Краснодар	44	730	Теплый	28,6	59,5	30,8	63,7	42	84,6
			Холодный	—5	0	—19	—17,6	—36	—36,03

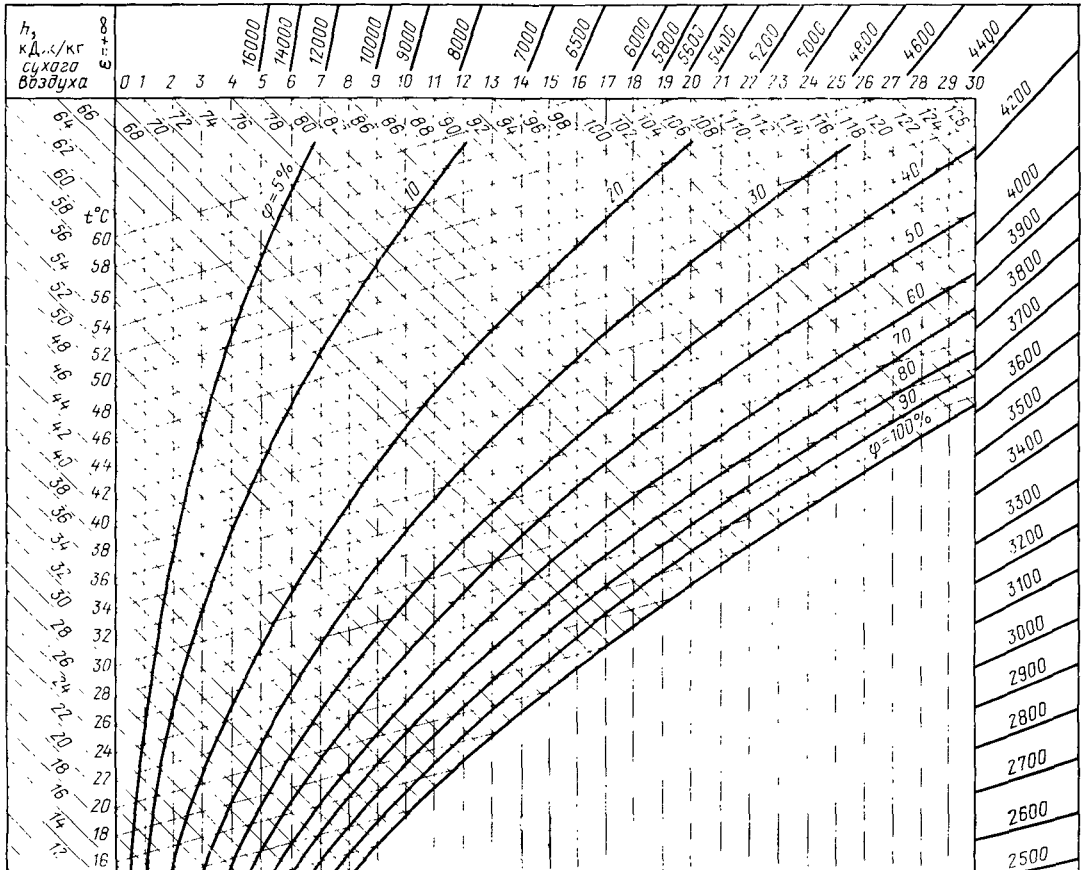
Продолжение приложения 1

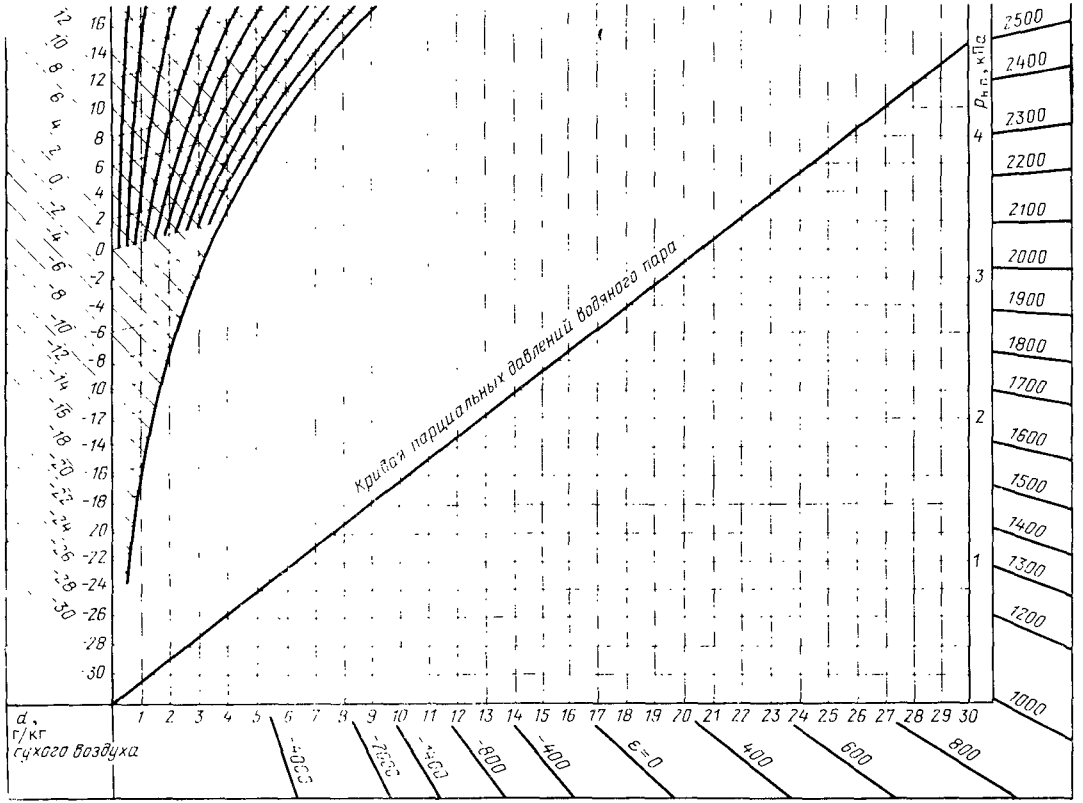
Город	Расчетная географическая широта, °с. ш.	Барометрическое давление, мм рт. ст.	Период года	Параметр					
				А		Б		В	
				°С	кДж/кг	°С	кДж/кг	°С	кДж/кг
Красноярск	56	730	Теплый	22,5	49,4	25,9	51,1	38	66,6
			Холодный	—22	—20,9	—40	—40,2	—53	—53,2
Ленинград	60	760	Теплый	20,6	48,0	24,8	54,1	33	67,0
			Холодный	—11,0	—8,0	—25,0	—24,3	—36	—36,0
Минск	52	745	Теплый	21,2	50,0	25,9	53,6	35	59,0
			Холодный	—10,0	—6,7	—25,0	—24,3	—39	—39,0
Москва	56	745	Теплый	22,3	49,5	28,5	54,1	38	70,0
			Холодный	—14,0	—12,0	—25,0	—24,3	—40	—40,2
Рига	56	760	Теплый	20,3	47,3	24,3	51,1	34	66,7
			Холодный	—9,0	—5,5	—20,0	—18,8	—35	—35,2
Смоленск	56	745	Теплый	20,8	49,0	25,3	53,2	35	75,4
			Холодный	—13	—10,5	—26	—25,5	—41	—53,2
Таллин	60	760	Теплый	19,0	47,3	23,5	51,1	33	64,5
			Холодный	—9,0	—5,5	—21,0	—19,7	—32	—31,8
Ташкент	40	715	Теплый	33,2	58,5	35,7	62,9	44	83,0
			Холодный	—6,0	—2,5	—15,0	—13,4	—30	—29,7
Тбилиси	40	715	Теплый	28,8	60,4	34,7	62,9	40	82,5
			Холодный	0	—5,9	—7,0	—3,8	—23	—22,2
Ульяновск	56	745	Теплый	23,8	51,1	28,5	54,5	40	75,8
			Холодный	—19	—17,6	—31	—30,6	—48	—48,2
Фрунзе	44	700	Теплый	28,9	52,8	34,4	57,8	42	73,8
			Холодный	—9,0	—6,3	—23,0	—22,2	—38	—38,2
Чита	52	700	Теплый	24	49,4	25,2	53,2	41	70,0
			Холодный	—30	—29,7	—38	—38,1	—49	—49,4

Приложение 2. **Значение R_o, м²·К/Вт**

Конструкция ограждения	Толщина, мм	Тепловая инерция	Объемная масса, кг/м³	R_o
Наружные стены с внутренней штукатуркой				
Сплошная кладка из обыкновенного кирпича на тяжелом растворе (ρ=1800 кг/м³)	135	Малая	—	0,33
	265	Малая	—	0,49
	395	Средняя	—	0,65
	525	Средняя	—	0,81
	655	Массивная	—	0,97
	785	Массивная	—	1,13
То же с воздушной прослойкой (δ=50 мм)	435	Средняя	—	0,77
	565	Массивная	—	0,94
Сплошная кладка из силикатного кирпича на тяжелом растворе (ρ=1900 кг/м³)	135	Малая	—	0,31
	265	Малая	—	0,46
	525	Средняя	—	0,76
Однослойная панель с фактурным слоем толщиной 25 мм	250	Малая	700	0,85
	300	Малая	700	1,01
	300	Малая	800	0,96
	300	Малая	1000	0,86
	400	Средняя	1100	1,00
Трехслойная панель в виде железобетонной ребристой оболочки ($\delta_н$=50 мм, $\delta_в$=100 мм), заполненная пенопластом	250/100	Малая	350	0,89
Перекрытия				
Деревянные с накатом из пластин и утеплителем шлаком (утеплитель 40 мм, смазка 20 мм, пластик 80 мм, штукатурка, на дранке 20 мм)	—	Малая	—	0,79
То же, утеплитель 100 мм		Малая	—	1,00
Железобетонные из сборных плит с утеплителем шлаком (утеплитель 100 мм, плита 35 мм, затирка)	—	Малая	—	0,59
То же, утеплитель 200 мм	—	Малая	—	0,94
Дощатый пол по кирпичным столбикам на железобетонном перекрытии с утеплителем (утеплитель 40 мм, доски 37 мм, воздушная прослойка 30 мм, железобетонная плита 35 мм)	—	Малая и средняя	—	0,81
То же, утеплитель 100 мм	—	Малая и средняя	—	1,01

Приложение 4. *h*, *d*-диаграмма влажного воздуха.




Кривая парциальных давлений водяного пара
$p_{в.п.}$, кПа
d, г/кг сухого воздуха
ε=0

Приложение 3. **Характеристика нагревательных приборов**

Вид прибора	Рабочее давление, 10^{-5} Па	Теплотехнические		Экономические		Архитектурно-строительные		Санитарно-гигиенические		Производственно-монтажные	
		k, Вт/(м²·К)	Относительная эффективность	Стоимость	Расход металла	Внешний вид	Компактность	Температура поверхности	Очистка от пыли	Механизация производства	Трудовые затраты при монтаже
Радиатор чугунный, специальный	6	9,1—10,6	До 1,55	—	—	—	+	—	—	—	—
Радиатор стальной панельный	6	10,5—11,5	До 1,7	++	+	+	—	—	++	++	+
Радиатор бетонный панельный	10	7,5—11,5	1,0	+	++	+		++	+	—	
Гладкотрубный прибор	10	10,5—14,0	До 1,8	—	—	—	—	—	++	—	—
Конвектор:	10	4,5—7,0	1,0	—	—	—		—	—	—	—
без кожуха	—	—	—	+	+	—	—	+	—	++	+
с кожухом	—	—	—	—	++	+	+	+	—	+++	+
Ребристая труба	6	4,5—5,8	0,55—0,60	+	—	—	++	+	—	+	—
Калорифер	8	9,0—35	1	—	+	—	++	+	—	+	—

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Андреевский А. К.** Отопление. Минск: Высшая школа, 1982.
2. **Баркалов Б. В., Карпис Е. Е.** Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М.: Стройиздат, 1982.
3. **Белоусов В. В.** Пуск и наладка центральных систем отопления. М.: Стройиздат, 1966.
4. **Богословский В. Н., Поз М. Я.** Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1983.
5. **Голубков Б. Н., Пятачков Б. И., Романова Т. М.** Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. М.: Энергоиздат, 1982.
6. **ГОСТ** 12.1.003—83. Шум. Общие требования.
7. **ГОСТ** 12.1.005—76. Воздух рабочей зоны// Система стандартов безопасности труда. М.: Изд-во стандартов, 1978
8. **ГОСТ** 12.3.018—79. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний.
9. **ГОСТ** 12.4.021—75. Системы вентиляционные. Общие требования.
10. **Системы** отопления и вентиляции объектов черной металлургии. Справочное издание/ М. М. Бухбиндер, М. М. Елин, М. Н. Эльянов и др. М.: Металлургия, 1987.
11. **Инструкция** по эксплуатации вентиляционных устройств промышленных предприятий Минмонтажспецстроя СССР. М.: ЦБНТИ, 1974.
12. **Инструкция** по эксплуатации вентиляционных установок на предприятиях системы Минлегпрома. М.: Минлегпром СССР. 1968.
13. **Использование** вторичных топливно-энергетических ресурсов — важная народнохозяйственная задача// Водоснабжение и санитарная техника, 1980, № 12, с. 2—3.
14. **Кафаров В. В., Ветохин В. Н., Бояринов А. И.** Программирование и вычислительные методы в химии и химической технологии. М.: Наука, 1972.
15. **Кокорин О. Я.** Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1978.
16. **Курсовое** и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий/ В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В. И. Новожилов. М.: Стройиздат, 1985.
17. **Кэйс В. М., Лондон А. Л.** Компактные теплообменники: Пер. с англ./ Под ред. Ю. В. Петровского. Изд. 2-е. М.: Энергия, 1967.
18. **Методические** рекомендации по экономической оценке систем кондиционирования и холодоснабжения. М.: ЦНИИпромзданий, 1977.
19. **Наладка** и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Справочное пособие/ Под ред. В. А. Журавлева. М.: Стройиздат, 1980.
20. **Одельский Э. Х., Каган Л. И., Кирзнер Л. Х.** Методика и примеры расчета на ЭВМ систем центрального отопления. Минск: Высшая школа, 1979.
21. **Отопление** и вентиляция жилых и гражданских зданий: Проектирование: Справочник/ Г. В. Русланов, М. Я. Розкин, Э. Д. Ямпольский. Киев: Будивельник, 1983.
22. **Отопление** и вентиляция. Учебник для вузов. Ч. 2. Вентиляция/ Под ред. В. Н. Богословского. М.: Стройиздат, 1976.

23. **Пекер Я. Д., Мардер Е. Я.** Справочник по оборудованию для кондиционирования воздуха. Киев: Будивельник, 1977.
24. **Пеклов А. А., Степанова Т. А.** Кондиционирование воздуха. Киев: Вища школа, 1978.
25. **Правила** технической эксплуатации теплоиспользующих установок и тепловых сетей и правила техники безопасности при эксплуатации теплоиспользующих установок и тепловых сетей. М.: Энергия, 1973.
26. **Прейскурант** № 09-01. Оптовые цены на электрическую и тепловую энергию, отпускаемую энергосистемами и электростанциями Министерства энергетики и электрификации СССР. М.: Прейскурантиздат, 1980.
27. **Прейскурант** № 23-02. Оптовые цены на оборудование холодильное и компрессионное. М.: Прейскурантиздат, 1981.
28. **Прейскурант** № 23-08. Оптовые цены на оборудование для кондиционирования воздуха и вентиляции. М.: Прейскурантиздат, 1981.
29. **Проектирование** промышленной вентиляции. Справочник/ Б. М. Торговников, В. Е. Табачник, Е. М. Ефанов. Киев: Будивельник, 1983.
30. **Промышленная** теплоэнергетика и теплотехника. Справочник/ Под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1983.
31. **Рекомендации** по выбору и расчету систем воздухораспределения. А3-669. М.: Госстрой СССР, 1979.
32. **Наладка** и эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Краткий справочник/ П. М. Енин, Д. М. Критман, Ю. Д. Критман и др. К.: Будивельник, 1984.
33. **Сканави А. Н.** Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. М.: Стройиздат, 1983.
34. **Санитарные** нормы проектирования промышленных предприятий: СН 245—71. М.: Стройиздат, 1972.
35. **Соломахова Т. С., Чебышева К. В.** Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: Справочник. М.: Машиностроение, 1980.
36. **Справочник** по теплоснабжению и вентиляции. Кн. 1-я/ Р. В. Щекин, С. М. Корниевский, Г. Е. Бем и др. Киев: Будивельник. 1976.
37. **Справочник** по теплоснабжению и вентиляции. Кн. 2-я/ Р. В. Щекин и др. Киев: Будивельник, 1976.
38. **Справочник** проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. I. Отопление, водопровод и канализация/ Под ред. И. Г. Староверова. М.: Стройиздат, 1976.
39. **Справочник** проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. II. Вентиляция и кондиционирование воздуха/ Под ред. И. Г. Староверова. М.: Стройиздат, 1977.
40. **Справочник** проектировщика. Защита от шума/ Под ред. Е. Я. Юдина. М.: Стройиздат, 1974.
41. **Строительные** нормы и правила: СНиП II-33—75*. Нормы проектирования Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М., Стройиздат, 1982.
42. **Строительные** нормы и правила. СНиП II-3—79*. Нормы проектирования. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М.: Стройиздат, 1982.
43. **Строительные** нормы и правила: СНиП 2.01.01—82. Строительная климатология и геофизика. М.: Стройиздат, 1983.
44. **Талиев В. Н., Алтынова А. Л.** Расчет камеры орошения марки ОКФ// Водоснабжение и санитарная техника. 1983. № 10. С. 12—13.
45. **Указания** по проектированию и расчету радиаторных однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей. СН 419—70. М.: Стройиздат, 1972.
46. **Участкин П. В.** Вентиляция, кондиционирование воздуха и отопление на предприятиях легкой промышленности. М.: Легкая индустрия, 1980.
47. **Хазанов И. С.** Эксплуатация, обслуживание и ремонт вентиляционных установок машиностроительных предприятий. М.: Машиностроение, 1976.
48. **Строительные** нормы и правила: СНиП II-12—77. Ч. II. Нормы проектирования. Защита от шума. М.: Стройиздат, 1978.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Б

Блоки тепломассообмена 58—60

В

Вентиляторные агрегаты кондиционеров 63—64
Влаговыделения в производственных помещениях 22—24
Воздухонагреватели ВН и ВНО 48—51
Выбор систем центрального отопления 98—101
Выделения вредных паров и газов 25—26

Г

Гидравлические испытания систем водяного отопления 172
Гидравлический расчет паропроводов 137—139
— — трубопроводов водяного отопления 105—110
Глушители шума 92—94

И

Испытания систем кондиционирования воздуха 159—162
Источники шума в производственных помещениях 89—90

К

Калориферы 127—131
Коэффициент эффективности 68
— — по влагообмену 68
— — температурный 68
— — энтальпийный 68

Н

Нагревательные приборы, расчет 119—123
Необходимый воздухообмен в помещении 29
Нормы запыленности и загазованности воздуха 9

О

Организация воздухообмена 77—80
Оросительные камеры ОКФ и ОКС-2 51—58

П

Параметры воздуха в помещении предельные 73
— — — — расчетные 6—8
— наружного воздуха расчетные 5, 6

Р

Рабочая разность температур в СКВ 31
Расчет воздухораспределения 87

С

Системы кондиционирования воздуха, классификация 27, 28
— — — центральные воздушные 44—45
— — — — многозональные 39—44
— — — — однозональные 33—39
Сопротивление воздухопроницанию 14
Схемы расчета СКВ и систем отопления на ЭВМ 150—152

Т

Тепловой баланс помещений 21—22
Теплообменник-утилизатор 64
— гигроскопический 67
— негигроскопический 67
— регенеративный 66
— рекуперативный 67
Технико-экономические показатели СКВ и отопления:
амортизационные отчисления 145
годовая экономия теплоты 140
— — холода 140
годовой экономический эффект 143
капиталовложения 142
термическое сопротивление наружного ограждения 10, 11
удельные замыкающие затраты 145
— показатели 146
эксплуатационные расходы 144
— энергетические показатели 139

Ф

Фильтры воздушные 60—63

Х

Характеристики воздухораспределителя 81

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Глава первая. **Расчетные параметры наружного воздуха и санитарно-гигиенические требования к воздушной среде в производственных помещениях** 5
1.1. Расчетные параметры наружного воздуха 5
1.2. Температурные условия в отапливаемых помещениях 6
1.3. Параметры воздуха в обслуживаемой зоне помещений 7
1.4. Нормы запыленности и загазованности воздуха 9

Глава вторая. **Теплотехнические и влажностные расчеты ограждающих конструкций** 10
2.1. Общие указания 10
2.2. Тепловая защита наружных ограждений 10
2.3. Сопротивление воздухо- и паропроницанию ограждений . . . 14

Глава третья. **Тепловой баланс производственных помещений** . . 17
3.1. Теплопотери через наружные ограждения 17
3.2. Добавочные теплопотери 19
3.3. Поступление теплоты в помещение 21
3.4. Тепловой баланс помещений 21

Глава четвертая. **Поступление влаги и вредных веществ в помещения** 22
4.1. Влаговыделения 22
4.2. Выделения вредных паров и газов 25

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ОТОПЛЕНИЯ

Глава пятая. **Общие указания по проектированию СКВ** 27
5.1. Задачи, решаемые кондиционированием воздуха 27
5.2. Классификация систем кондиционирования воздуха 27
5.3. Определение количества вентиляционного воздуха и рабочей разности температур 29

Глава шестая. **Расчеты центральных систем кондиционирования** . . 31
6.1. Общие сведения 31
6.2. Центральные однозональные СКВ 33
6.3. Центральные многозональные СКВ 39
6.4. Центральные водовоздушные СКВ 44

Глава седьмая. **Выбор и расчет оборудования для центральных кондиционеров КТЦ2** 45

7.1. Схемы и компоновка центральных кондиционеров КТЦ2 . . . 45
7.2. Воздухонагреватели ВН и ВНО 48
7.3. Оросительные камеры ОКФ и ОКС-2 51
7.4. Блоки тепломассообмена БТМ-2 58
7.5. Воздушные фильтры 60
7.6. Вентиляторные агрегаты и вспомогательное оборудование кондиционеров 63
7.7. Применение в СКВ теплообменников-утилизаторов 64
7.8. Тепловой расчет теплообменников-утилизаторов 68

Глава восьмая. **Расчет воздухораспределительных устройств** . . 75

8.1. Общие положения проектирования воздухораспределения. Параметры воздуха 75
8.2. Организация воздухообмена 77
8.3. **Воздухораспределительные устройства и расчет воздухораспределения** 80
8.4. Порядок расчета воздухораспределения 87

Глава девятая. **Защита от шума в системах кондиционирования воздуха** 89

9.1. Источники шума, его распространение и вредное влияние на человека 89
9.2. Методы снижения шума 91

Глава десятая. **Выбор систем центрального отопления** 96

10.1. Общие указания 96
10.2. Тепловая мощность систем отопления 97
10.3. Выбор систем центрального отопления 98

Глава одиннадцатая. **Системы водяного отопления** 101

11.1. Конструирование системы водяного отопления 101
11.2. Гидравлический расчет трубопроводов водяного отопления. Циркуляционное давление 105
11.3. Методы гидравлического расчета трубопроводов водяного отопления 110
11.4. Гидравлический расчет однотрубной водяной системы отопления по методу характеристик сопротивлений 113
11.5. Гидравлический расчет двухтрубной водяной системы отопления 117
11.6. Расчет нагревательных приборов 119

Глава двенадцатая. **Воздушное отопление** 123

12.1. Конструирование систем воздушного отопления 123
12.2. Расчет систем воздушного отопления 125
12.3. Расчет калориферов 127

Глава тринадцатая. **Паровое отопление** 131

13.1. Выбор и конструирование системы парового отопления . . . 131
13.2. Гидравлический расчет паропроводов 135
13.3. Гидравлический расчет конденсатопроводов 137

Глава четырнадцатая. **Технико-экономические расчеты СКВ и систем отопления** 139

14.1. Теплоэнергетические показатели систем кондиционирования воздуха и отопления 139
14.2. Общие положения технико-экономических расчетов систем . . 142
14.3. Капитальные и эксплуатационные расходы 143

14.4. Технико-экономическое обоснование выбора коэффициента термического сопротивления $R_o^{эк}$ 147

Глава пятнадцатая. **Основы автоматизированного проектирования СКВ и систем отопления** 148

15.1. Общие положения систем автоматизированного проектирования (САПР) 148
15.2. Структурные схемы расчета СКВ и систем отопления на ЭВМ 150

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Глава шестнадцатая. **Общие положения** 156

16.1. Организация и задачи эксплуатации СКВ и систем отопления 156
16.2. Техника безопасности при эксплуатации систем 159

Глава семнадцатая. **Эксплуатация систем кондиционирования воздуха** 159

17.1. Испытание систем кондиционирования воздуха 159
17.2. Аэродинамические испытания воздуховодов и регулирование расходов воздуха 162
17.3. Техническое обслуживание систем кондиционирования воздуха и вентиляции 167

Глава восемнадцатая. **Эксплуатация систем отопления** . . . 169

18.1. Наполнение системы водяного отопления 169
18.2. Гидравлические испытания систем водяного отопления . . . 172
18.3. Непрогревы в системах водяного отопления 173
18.4. Эксплуатация систем воздушного отопления 174
18.5. Эксплуатация паровых систем отопления 175

Приложение 1. Расчетные параметры наружного воздуха для некоторых городов СССР 177
Приложение 2. Значение R_o, м²·К/Вт 179
Приложение 3. Характеристика нагревательных приборов 182
Приложение 4. h, d-диаграмма влажного воздуха 180
Список литературы 183
Предметный указатель 185

Учебник

Голубков Борис Николаевич
Романова Тамара Михайловна
Гусев Владимир Александрович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ОТОПЛЕНИЯ

Редактор Б. Г. Борисов
Редактор издательства Т. И. Мушинска
Художественные редакторы В. А. Гозак-Хозак, А. А. Белоус
Технический редактор Г. С. Соловьева
Корректор И. А. Володяева

ИБ № 881

Сдано в набор 03.08.87 Подписано в печать 10.11.87
Т-20191 Формат 60×90 1/16 Бумага книж.-жур. № 2
Гарнитура литературная Печать высокая Усл. печ. л. 12,0
Усл. кр.-отт. 12,0 Уч.-изд. л. 13,77 Тираж 19000 экз.
Заказ 6192 Цена 75 к.

Энергоатомиздат. 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова» Союзполиграфпрома при Госкомиздате СССР. 113054, Москва, Валовая, 28.

ВНИМАНИЮ

студентов, аспирантов и преподавателей вузов, работников научно-технических библиотек, инженеров-энергетиков всех профилей!

Энергоатомиздат выпустит в 1988 году учебную литературу для вузов:

Теплоэнергетика и теплотехника

Голубков Б. Н., Романова Т. М., Гусев В. А. **Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления.** — 14 л., 80 к.

Липов Ю. М., Самойлов Ю. Ф., Виленский Т. В. **Компоновка и тепловой расчет парового котла.** — 16,5 л., 85 к.

Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н. **Котельные установки промышленных предприятий.** — 3-е изд., перераб. — 30 л., 1 р. 30 к.

Троянкин Ю. В. **Проектирование и эксплуатация огнетехнических установок.** — 15 л., 80 к.

Электротехника

Автоматизация типовых технологических процессов и установок/ А. М. Корытин, Н. К. Петров, С. Н. Радимов, Н. К. Шапарев. — 2-е изд., перераб. и доп. — 26 л., 1 р. 10 к.

Горбачев Г. Н., Чаплыгин Е. Е. **Промышленная электроника**/ Под ред. В. А. Лабунцова. — 19 л., 95 к.

Гуторов М. М. **Сборник задач по основам светотехники.** — 3-е изд., перераб. — 11 л., 70 к.

Чунихин А. А. **Электрические аппараты.** — 3-е изд., перераб. и доп. — 35 л., 1 р. 40 к.

Сабинин Ю. А. **Электромашинные устройства автоматики.** — 30 л., 1 р. 30 к.

Электроэнергетика и гидроэнергетика

Неклепаев Б. Н., Крючков И. П. **Электрическая часть электростанций:** Справочные материалы для

курсового и дипломного проектирования. — 4-е изд., перераб. и доп. — 26 л., 1 р. 20 к.

Гидроэнергетика/ Под ред. В. И. Обрезкова. — 2-е изд., перераб. и доп. — 38 л., 1 р. 60 к.

Автоматика и вычислительная техника

Программирование, отладка и решение задач на ЭВМ единой серии. Язык ФОРТРАН/ И. А. Кудряшов, Н. Х. Кушнер, Л. В. Петрова, Н. А. Силов и др.; Под ред. И. А. Кудряшова. — 18 л., 95 к.

Программирование, отладка и решение задач на ЭВМ единой серии. Язык ПЛ/I/ И. А. Кудряшов, В. Д. Жилеев, Н. Х. Кушнер и др.: Под ред. И. А. Кудряшова. — 23 л., 1 р. 10 к.

Электронные приборы/ В. Н. Дулин, Г. Г. Шишкин, Н. А. Аваев и др.; Под ред. Г. Г. Шишкина. — 4-е изд., перераб. и доп. — 29 л., 1 р. 30 к.

Каган Б. М., Мкртумян И. Б. **Основы эксплуатации ЭВМ**/ Под ред. Б. М. Кагана. — 2-е изд., перераб. и доп. — 27 л., 1 р. 20 к.

Рекомендуемые книги Вы можете приобрести во всех книжных магазинах, распространяющих научно-техническую литературу.